Rok IV Warszawa — czerwiec — lipiec — 1938 Nr 2—3

TECHNIKA SAMOCHODOWA

MIESIĘCZNIK
ORGAN KOŁA INŻYNIERÓW SAMOCHODOWYCH
STOWARZYSZENIA INŻYNIERÓW MECHANIKÓW POLSKICH

Redaktor odpowiedzialny: inż. Jerzy Werner. — Wydawca: Stowarzyszenie Inżynierów Mechaników Polskich

Treść nr 2—3

Inż. Zdzisław Rytel
Koło Inż. Sam. — SIMP

LICENCJE I ICH ROLA W PRZEMYŚLE[1]

Większość programów produkcyjnych naszego przemysłu konstrukcyjnego, nie tylko samochodowego, lecz i innych jak: parowozowego, wagonowego, obrabiarkowego itp. opiera się głównie na wzorach, przejętych z zagranicy w drodze pewnych umów prawnych, popularnie, często zresztą niesłusznie, nazwanych licencjami. Pod licencją w prawidłowym tego słowa znaczeniu należy rozumieć taki układ prawny, który danemu przedsiębiorstwu umożliwia wytwarzanie produktu, rzadziej wykonywanie określonych czynności, stanowiących własność innego przedsiębiorstwa, lub osoby, zastrzeżoną patentem. W codziennym użyciu tego słowa rozszerzono pojęcie licencji i na wszelkie umowy, które umożliwiają produkcję przedmiotów niekoniecznie opatentowanych, lecz stanowiących jedynie swoisty produkt danej fabryki; prawo to nabywano albo zakupieniem określonej ilości produktu albo zakupieniem rysunków. Jeżeli tak pojęta licencja ma umożliwiać produkcję nie tylko dzięki dostarczonemu materiałowi rysunkowemu, lecz zapewnić nadto udzielenie szeroko pomyślanej pomocy technicznej w formie instrukcyj wykonawczo - warsztatowych i doświadczeń laboratoryjno - badawczych, to staje się ona układem licencyjnym, zobowiązującym fabrykę nabywającą licencję do szeregu ograniczeń i wiążącym ją na dłuższy okres czasu pod względem rozwoju technicznego z firmą macierzystą.

Ta krótka i ogólna charakterystyka licencji pozwala ustalić jej główne trzy odmiany, a mianowicie: jako „licencję właściwą", dzięki której nabywca uzyskuje prawo eksploatacji danego patentu, jako „licencję doraźną", dzięki której nabywca kosztem zakupienia rysunków, względnie i odpowiedniej ilości objektów, otrzymuje bezterminową możność dalszej produkcji tego objektu i wkońcu jako „umowę licencyjną", t. j. układ ściśle wiążący nabywcę i uzależniający go od sprzedawcy pod względem technicznym, a niejednokrotnie i handlowym.

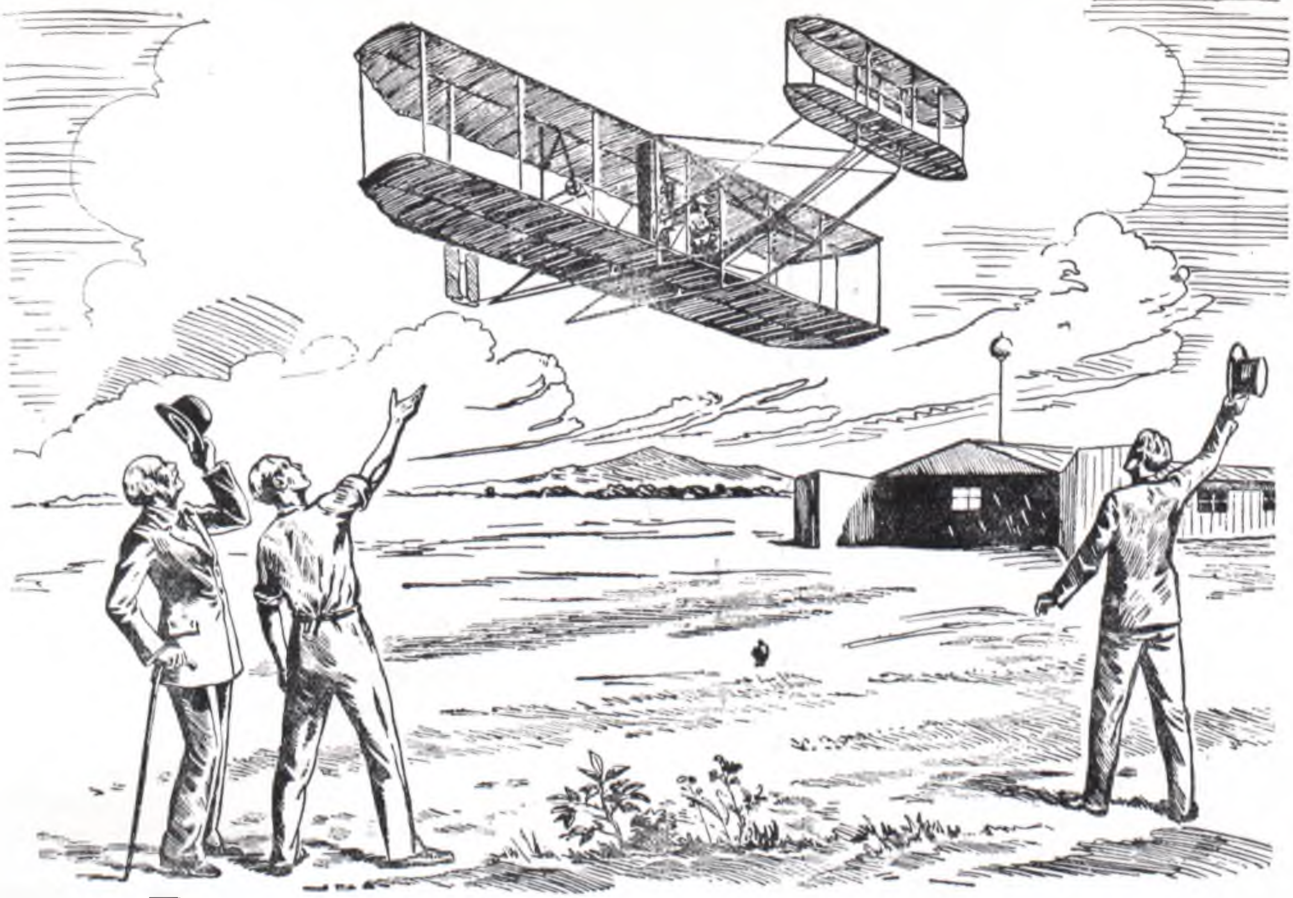
Oczywiście tak schematyczne ujęcie nie jest w stanie ściśle objąć wielu innych odmian umów licencyjnych, w każdym bądź razie pozwala ono z mniejszym lub większym przybliżeniem zaszeregować dowolną z nich, do którejkolwiek z podanych trzech form charakterystycznych.

Najbardziej racjonalna i technicznie uzasadniona grupa pierwsza umów licencyjnych umożliwia wprowadzenie do konstrukcji, względnie do produkcji takich inowacyj i ulepszeń, które podnoszą wartość produktu i zwiększają jego stronę konkurencyjną; przedmiotem takiej licencji mogą być nie tylko szczegóły konstrukcyjne, a więc: kształt komory sprężania silnika spalinowego, rodzaj resorowania koła samochodu, ten czy inny system smarowania, lecz również i metody wykonawcze, jak: różne sposoby utwardzania powierzchni trących, sposoby zabezpieczenia przed korozją i t. p. Tego rodzaju licencja nabywana jest prawie zawsze kosztem jednorazowej wpłaty, której wielkość uzależniona jest najczęściej od charakteru samego objektu, jaki podlega umowie, oraz kosztem, zwykle drobnych opłat, t. zw. „od wyprodukowanej sztuki", przy czym sprzedawca w razie przyjęcia tej kategorii opłat, ustala najczęściej pewne minimum produkcyjne. Zadaniem sprzedawcy w takich wypadkach jest utrzymywanie kontaktu ze wszystkimi przedsiębiorstwami, które licencję nabyły, informowanie ich o zmianach, poprawkach i ulepszeniach, jakie zachodzą w czasie eksploatacji oraz odpowiednie instruowanie nabywcy, celem umożliwienia mu najlepszego wykorzystania patentu w ramach zakupionej licencji. Nabywca ze swej strony nie jest skrępowany ani ścisłym przestrzeganiem zalecanych danych technicznych, ani formą wprowadzania ich do produkcji. Niestety ten sposób nabywania licencji, dający użytkownikowi maximum swobody w granicach słusznej zresztą opłaty za pracę inwencyjną, za badania i doświadczenia, jest w naszych stosunkach bardzo mało wykorzystywany.

Forma „licencji doraźnej" użyta została u nas w wielu przypadkach; przykładem służyć może nabycie w Belgii oraz w Niemczech prawa produkcji 2-ch typów parowozów na podstawie zakupienia próbnej serii parowozów i kompletów rysunków wykonawczych. W ostatnim z podanych wypadków zakupiony został typ, wychodzący właściwie w Niemczech z użycia, który po przekonstruowaniu dla potrzeb P. K. P. stał się prototypem kilkuset sztuk parowozów, kursujących obecnie na większości polskich linii kolejowych.

Do tej formy licencyjnej zaliczyć należy i umowy, polegające na nabywaniu w renomowanych fabrykach projektów na dane objekty w kompletnym wykonaniu rysunkowym; był to sposób przed kilkoma laty często stosowany przez przedsiębiorstwa, posiadające ograniczone biura konstrukcyjne, a z braku zatrudnienia przyjmujące zamówienia, nieleżące w ich dotychczasowych programach produkcyjnych; dzięki ogólnemu zastojowi przemysłowemu, poważne fabryki, jak np. Hanomag, musiały często decydować się wyłącznie na pracę kreślarsko - konstrukcyjną, by dać zatrudnienie istniejącemu licznemu personelowi technicznemu. W dzisiejszych stosunkach, wobec ogromnego rozszerzenia się aktualnych zagadnień konstrukcyjnych, biura studiów wszelkich przedsiębiorstw są

[1]) Treść referatu wygłoszonego w dn. 15.XII. 1937 r. na posiedzeniu odczytowo-dyskusyjnym Koła Inżynierów Samochodowych SIMP.



Pierwszy lot trwał 12 sekund...

Zaledwie 12 sekund trwał pierwszy lot braci WRIGHT, w Kitty Hawk, w pamiętnym dniu 19 grudnia 1903 r. Ale te 12 sekund zapoczątkowało epokę współczesnego lotnictwa.

Jakkolwiek ten pierwszy prymitywny samolot daleki był od doskonałości, jedno w nim było bez zarzutu—smarowanie, gdyż bracia WRIGHT już wówczas mieli możność skorzystania z wieloletniego doświadczenia f-y Vacuum Oil Company, a zatym pierwszy w świecie samolot motorowy był smarowany olejem MOBILOIL.

F-a VACUUM OIL COMPANY powstała u kolebki wieku techniki; jej imię jest nierozdzielnie związane również z rozwojem lotnictwa. Od tego pierwszego pionierskiego lotu Mobiloil okazał się niezawodny podczas lotów na przestrzeni miliardów kilometrów. Do samolotów, w których smarowanie silnika ma znaczenie, decydujące o życiu, używany jest MOBILOIL.

Doskonałość tego oleju wykazała się również w przemyśle automobilowym. Przeszło 70-letnie doświadczenie daje f. Vacuum Oil Company możność wytwarzania oleju, który pod nazwą MOBILOIL stał się w całym świecie uosobieniem pojęcia wysokiej jakości i niezawodnych zalet. Miliony automobilistów używają tego oleju, wiedząc, że nie tylko zapewnia on spokojną i bezpieczną jazdę, ale również umożliwia osiągnięcie wyższej wydajności i najlepszej konserwacji. MOBILOIL przyczynił się do szybkiego postępu techniki samochodowej i dopomaga do jej dalszego rozwoju.



GARGOYLE

Mobiloil

VACUUM OIL COMPANY S.A.

przeciążone na tyle, że prawdopodobnie do żadnej realnej i handlowo uzasadnionej umowy tego typu dojść by nie mogło.

W ogólności ocenić można ten rodzaj nabywania licencji za niewskazany, bowiem zamyka się on jedynie do jednego wyłącznie rozwiązania lub typu; licencja tej odmiany staje się zwykle łatwa do nabycia tylko wówczas, gdy właściwy producent zmienia program produkcyjny i, przystępując do wytwarzania odmiennego typu, odstępuje niepotrzebny mu materiał rysunkowy.

Pozostaje odmiana trzecia — zawieranie licencji, której podstawą jest z jednej strony — wszechstronna pomoc przedsiębiorstwa udzielającego licencję, z drugiej — ścisłe podporządkowanie się nabywcy licencji nadawanemu kierunkowi tak pod względem konstrukcyjnym, jak i materiałowym. Oczywiście, podobnie jak i poprzednio, mogą istnieć pewne odchylenia od tego uogólnienia, mniejsza lub większa zależność nabywcy od sprzedawcy licencji, lecz zawsze z jednoczesnym mniejszym lub większym zakresem udzielanej pomocy i materiału technicznego, nadto mniej lub więcej dogodna forma handlowa układu; stale jednak pozostanie czynnik krępującego podporządkowania się udzielanym dyrektywom strony nabywającej, jeżeli odpowiedzialność za wartość przekazywanego materiału ma w pełni obciążać stronę udzielającą licencję. Specjalnie ten ostatni wzgląd zasługuje na podkreślenie. W naszych warunkach produkcje oparte na układach licencyjnych zaangażowały tak poważnie organizmy przemysłowe, że techniczne niepowodzenia zalecanych opracowań konstrukcyjnych mogą łatwo naruszyć ich równowagę gospodarczą; to też wytwórnie, aby wykorzystać pełnię uprawnień gwarancyjnych i uniemożliwić fałszywą interpretację w razie ewentualnego stwierdzenia niedostatecznego technicznego poziomu nabytej licencji, przestrzegają nawet formalistycznej strony przepisów, zaleceń i instrukcyj. Oficjalnie takiemu stanowi rzeczy dziwić się nie można, aczkolwiek z racjonalnego punktu widzenia jest to stanowisko oportunistyczne, prowadzące do zaniechania słusznych wielekroć poczynań tylko z tego powodu, że wykraczają one poza ramy zakreślone umową licencyjną, względnie są z nią niezgodne.

Co może przynieść układ licencyjny analizuję poniżej.

Licencja jako czynnik dydaktyczny.

Zawieranie umów licencyjnych podyktowane jest koniecznością produkcyjną z jednej strony, a brakiem opracowanego materiału technicznego — z drugiej; ten brak opracowania wynika najczęściej z niedostatecznego przygotowania personelu wykonawczego zarówno na terenie biur konstrukcyjnych, jak i warsztatu oraz uzasadniony jest w wielu przypadkach brakiem placówek badawczych i doświadczalnych, dzięku którym można byłoby oprzeć projektowanie i próbną produkcję na racjonalnej zasadzie.

W specjalnie trudnym położeniu znajdował się swego czasu przemysł samochodowy, w stosunku, dajmy na to, do przemysłu obrabiarkowego lub wagonowego, ponieważ musiał bez wstępnego okresu rozwojowego, jak wszędzie zagranicą, stanąć odrazu w kraju na konkurencyjnej wysokości wykonania. To też przyznać należy — zawarcie umów licencyjnych pozwoliło wyszkolić liczne zastępy rzemieślników, techników i inżynierów, umożliwoło stopniowe rozszerzanie zakresu produkowanych szczegółów przez eliminację szczegółów sprowadzanych z zagranicy, dało zaczątek archiwom rysunkowym, oraz ułatwiło rozwój tych form administracyjno - technicznych, które w tak specjalnym przemyśle, jakim jest przemysł samochodowy, urabiają warunki pracy, odmienne niż gdzieindziej.

Jest to rzeczywiście dodatnia wartość układu licencyjnego, której negować nie sposób, p o d t y m j e d n a k z a s t r z e ż e n i e m, że skoro układ w tym znaczeniu został c a ł k o w i c i e w y k o r z y s t a n y, w i n i e n p r z e s t a ć z o b o w i ą z y w a ć, w przeciwnym bowiem razie s t a j e s i ę h a m u l c e m d l a r o z w o j u r o d z i m e j w y t w ó r c z o ś c i w szerokim tego słowa znaczeniu.

Aby całkowicie naświetlić rolę licencji jako czynnika dydaktycznego, nie można również pominąć faktu, iż w ocenie jej wartości pomija się zazwyczaj stan odniesienia do warunków kraju, w którym dana koncepcja powstała, a fakt ten osłabia w pewnym stopniu jej wartość. Dla przykładu podam, że konstrukcje, oparte na wysokogatunkowych materiałach, starannie uselekcjonowanych i wykończonych, z powodzeniem stosowane w Ameryce, w naszych warunkach produkcyjnych są często n i e d o o s i ą g n i ę c i a i raczej muszą być zbudowane z materiałów o kwalifikacjach niższych. Zalecane przez licencje metody produkcyjne, chociażby tak ogólnie jak to można wskazać na rysunkach, niezawsze dadzą się przeprowadzić przy pomocy posiadanego zespołu obrabiarkowego i narzędzi. Pewne detale konstrukcyjne, w istocie swej niezawsze stojące na odpowiednio wysokim poziomie technicznym, zalecane być mogą przez licencję tylko z tej przyczyny, że utrzymały się dzięki posiadanym zapasom lub metodom wytwarzania, względnie swoistej tradycji, a to razem wziąwszy, dla nabywcy licencji nie jest dostatecznym motywem, aby nie stosował bardziej racjonalnej konstrukcji.

Reasumując, należy podkreślić, że l i c e n c j a jako czynnik natury dydaktycznej, dając wzory w istocie swej niezmienne, na dalszą metę s t a j e s i ę k o n c e p c j ą m a r t w ą, kształcącą niedostatecznie nawet w tym przypadku, gdy jest przez sprzedawcę stale uaktualniana, ponieważ nie wprowadzą bezpośrednio nabywcy w doświadczalne podłoże zalecanych zmian.

Licencja jako czynnik umożliwiający przyspieszenie produkcji.

Uruchomienie seryjnej produkcji dowolnego objektu, a w szczególności produkcji samochodo-

wej musi być poprzedzone stosunkowo długim okresem przygotowawczym, na który składają się:

a) Opracowanie konstrukcji.
b) Wykonanie prototypu; okres ten wykorzystany jest również na wstępne opracowanie warsztatowe, które może w pewnych wypadkach wpłynąć na zmiany konstrukcyjne.
c) Próby prototypu, które służą dla stwierdzenia celowości i prawidłowości konstrukcji, a następnie winny być podstawą uzupełnień i zmian, jakie do konstrukcji wprowadzić należy.
d) Opracowanie przyrządów i narzędzi dla seryjnej produkcji objektu, którego ostateczna postać jest wynikiem prób i doświadczeń.
e) Wykonanie próbnej serii, która ma na celu przygotowanie personelu do właściwej produkcji oraz sprawdzenie przyrządów i narzędzi.

Oczywiście w programie tym mogą zajść pewne skróty, jednak zawsze zwiększają one ryzyko przedsiębiorstwa i stwarzają prawdopodobieństwo wytworzenia niepełnowartościowego produktu.

Przy oparciu produkcji seryjnej na licencji — teoretycznie odpadają pierwsze trzy punkty programu, t. j.: opracowanie konstrukcji, wykonanie prototypu i jego próby, t. j. przeciąg czasu wynoszący co najmniej 1 — 1,5 roku. W rzeczywistości jednak, jeżeli na podstawie umowy licencyjnej ma być wyprodukowany obiekt o pełnej zastosowalności w warunkach krajowych, to zaoszczędzenie czasu zmniejsza się jedynie o okres opracowania konstrukcji i wykonania prototypu, ponieważ próby z gotowym, dajmy na to zakupionym, modelem muszą mieć miejsce, jeżeli dane przedsiębiorstwo ma posiadać pełne przekonanie o jego wartości w danych warunkach pracy. Dodatkowo zaś musi być przeznaczony pewien czas, liczony od chwili zdecydowania tej czy innej koncepcji produkcyjnej, który przy własnym opracowaniu odpada, na załatwienie formalności prawnych między wytwórnią a firmą udzielającą licencję, a następnie czas na przeprowadzenie uzgodnień technicznych i zapoznanie się personelu przygotowującego produkcję z konstrukcją licencyjną; nadto przy pracy z licencją ulega zawsze rozszerzeniu czasokres poświęcony opracowaniu przyrządów i wykonaniu próbnej serii z tego względu, że odpowiedni personel nie posiada doświadczenia, jakie nabył przy wykonywaniu prototypu opartego o własną konstrukcję.

W konkluzji stwierdzić należy, że licencja stwarza w większości przypadków tylko pozornie warunki sprzyjające szybszemu rozpoczęciu produkcji, w rzeczywistości jednak jest czynnikiem przyśpieszenia o wartości problematycznej.

Wpływ licencji na normalizację materiałową i konstrukcyjną.

Każda licencja, jeżeli występuje w szerszym zakresie, wprowadza za sobą pewne ustalone normy materiałowe, swoiste oczywiście danej fabryce, względnie danemu krajowi, które powstały drogą pewnej tradycji, a jeżeli chodzi o materiały specjalne — nieraz drogą przypadku lub na podstawie specyficznej dla danego rynku koniunktury. Nie potrzeba uzasadniać, że tak ułożone normy materiałowe nie pokrywają się często z krajowymi normami materiałowymi, a nawet z tą wielostronnością materiałową, jaką mogą dostarczyć nasze huty i odlewnie.

Wszystkie znane i stosowane dotychczas umowy licencyjne siłą rzeczy powiększyły ogromnie zróżniczkowanie materiałowe i stworzyły na rynku materiałowym różnorodne wymagania tak co do samych surowców, jak i ich właściwości technicznych.

Gdyby ślepo przytrzymywać się recept zalecanych przez różne licencje, to racjonalna gospodarka materiałowa stałaby się bardzo utrudniona i aby nagiąć obce zalecenia materiałowe do istniejących możliwości krajowego rynku, przedsiębiorstwa zmuszone są czynić niejednokrotnie radykalne przesunięcia, a przy przejściu z jednego gatunku na podobny, przyjmują oczywiście odpowiedzialność na siebie. Specyficzne warunki pracy, jakie na naszym rynku materiałowym panują, zmuszają nieomal zawsze do szybkich decyzji, podyktowanych koniecznościami ostatniej chwili i opartych nie na przeświadczeniu, płynącym z prób nawet doraźnych, lecz na ogólnej znajomości materiału i wymagań, jakie mu stawia dane zastosowanie.

Konieczności te prowadzą do fałszywego postępowania, bo w rezultacie zamienia się materiał, zalecany, lecz brakujący na rynku lub w obowiązujących normach, materiałem lepszym, a więc i droższym.

Tak aktualny dzisiaj problem polityki surowcowej, który wcześniej czy później musi być uporządkowany i musi posiadać wyraźną linię kierunkową, jeszcze bardziej utrudni rozwiązanie zagadnienia materiałowego w przemysłach, których produkcja oparta jest na licencji, bowiem przejście z jednej kategorii materiałów na inne — zastępcze, jeżeli ma być postawione uczciwie, będzie pracą bardzo odpowiedzialną i wymagającą szeregu długotrwałych doświadczeń, oraz próby konstrukcyjnej takiej, jak dla prototypu.

Jeżeli trudności na płaszczyźnie materiałowej mogą być doraźnie opanowywane i wymagania koncepcji licencyjnych w naszych warunkach zaspakajane, to z góry należy wyraźnie podkreślić, że w płaszczyźnie normalizacji elementów konstrukcyjnych nic poważnego nie da się zrobić.

Jest faktem ciekawym, że normalizacja zasadniczych elementów konstrukcyjnych na terenie danych państw czy przedsiębiorstw poszła bardzo daleko i jest poprostu warunkiem nieodzownym ich prosperacji, zaś normalizacja międzynarodowa ciągle znajduje się jeszcze w zaczątku i nie daje się nadal ustalić wspólności nawet tak zasadniczych pojęć konstrukcyjnych, jak wspólność gwin-

tów. To też licencje zagraniczne, wprowadzając do kraju każda swój odrębny układ elementów normalizacyjnych, powodują, że ich układy normalizacyjne nie pokrywają się nawzajem i muszą istnieć obok siebie nieomal niezmiennie; warunek zachowania identyczności jest konieczny, jeżeli ma być zachowana całkowita zamienność między poszczególnymi elementami wykonanymi w kraju a elementami sprowadzonymi w stanie wykończonym z fabryki, która udzieliła licencji. Potrzeba identycznego wykonywania części normalnych jest rzeczą pozornie błahą, w rzeczywistości jednak zlekceważenie tego warunku może doprowadzić do wielu trudności w późniejszym montażu danego obiektu i jego działaniu.

W dzisiejszym stanie rzeczy nie można mówić o jakiejś wspólnej idei normalizacyjnej, która zdolna byłaby objąć te czy inne licencje, z którymi nasz przemysł samochodowy pracuje, i trzeba zdać sobie z tego jasno sprawę, że taka sytuacja będzie tak długo trwała, jak długo produkcja naszych wytwórni będzie opierała się o wzory obce.

W zakończeniu tej części należy podkreślić jeszcze i to, że jednocześnie ze stosowaniem odmiennych układów normalizacyjnych wytwórnie, nabywające obce licencje, zmuszone są stosować odrębne systemy pasowań, niezgodne z przyjętym u nas systemem. Tylko w wyjątkowych przypadkach da się nagiąć jakiś, najczęściej swoisty danej fabryce system pasowania, do systemu obowiązującego u nas i to w skali najczęściej przybliżonej. W pracy dobierania pasowań zawsze jest się skrępowanym warunkiem zachowania pełnej wymienności części wykonywanej w kraju i w fabryce, która udzieliła licencji, w stopniu jeszcze większym niż to ma miejsce przy częściach normalnych i materiałowych. To też, ze względu na wielką odpowiedzialność, jaka związana jest z właściwym dopasowaniem części, specjalnie części znajdujących się w ruchu, rezygnuje się najczęściej z przejścia z obcego systemu pasowań na własny i pozostawia się go w postaci niezmienionej; w rezultacie wytwórnie, a specjalnie tyczy się to przemysłu pomocniczego, który wiele szczegółów produkuje i na ogólny rynek i na potrzeby danej fabryki licencyjnej, muszą zaopatrywać się w wielką ilość przyrządów pomiarowych i kalibrów, aby sprostać technicznym wymaganiom, podyktowanym wykonawczymi tolerancjami danej licencji i to niejednokrotnie w zastosowaniu tylko do jednego zamówienia.

W reasumpcji powyższych danych jasnym się staje, że warunki pracy, opartej na umowie licencyjnej, nie umożliwiają racjonalnego rozwiązania i zagadnienia materiałowego i normalizacji elementów konstrukcyjnych i wreszcie nie pozwalają zastosować jednego, wspólnego i obowiązującego systemu pasowań.

Uwagi ogólne.

Przemysł motoryzacyjny znajduje się obecnie w sytuacji, która nie może być rozpatrywana jedynie z gospodarczego względnie handlowego punktu widzenia, lecz wymaga rozwiązania w płaszczyźnie zagadnień państwowych.

Zagadnienia, jakie przemysł ten ma spełnić, wynikają z wielu zasadniczych potrzeb o rozmiarze przekraczającym możliwości jednej fabryki, o bardziej zacieśnionym charakterze.

Każda licencja, nawet najbardziej szeroka, tj. umożliwiająca produkowanie wszystkich typów, skonstruowanych przez fabrykę udzielającą licencji, musi zamykać się w granicach tych ram, jakie przez tę fabrykę zostały zakreślone. Że takie ramy nie mogą się pokrywać z planem naszych zapotrzebowań, uzasadniać nie trzeba — nie może przecież istnieć zgodność nawet przypadkowa tam, gdzie z jednej strony motywami decydującymi o programie produkcyjnym są jedynie względy handlowe, z drugiej strony — wzgędy racjonalnej gospodarki państwowej i powiedzmy — wzgląd obronności.

Dla wypełnienia luk w istniejącym układzie jednostek i typów, które oczywiście zjawią się z chwilą rozszerzania się zagadnienia motoryzacji, stajemy znowu wobec możliwości zawierania nowych umów licencyjnych, a co za tym idzie wprowadzania do obecnego technicznego stanu posiadania nowego zastępu obcych pojęć oraz elementów i w obliczu odsuwanego na coraz dalszy plan technicznego uporządkowania tak ważnej gałęzi przemysłowej.

Znaczenie i rola umów licencyjnych w naszym przemyśle, a przede wszystkim w przemyśle samochodowym została powyżej przytoczonymi uwagami dostatecznie naświetlona; licencje nie rozwiązują w sposób racjonalny splotu wewnętrznych naszych zapotrzebowań, bowiem i tak dobór jednostek i typów musimy przeprowadzić sami, licząc się z indywidualnością naszego rynku i odmiennością naszych ogólnych warunków. Nie pozwalają one również utrzymać całkowitej jednolitości materiałowej i technicznej, a nadto pracą uzgadniania i dostosowywania obciążają w wysokim stopniu personel techniczny, którego utrzymanie jest dodatkową pozycją budżetową, obciążającą i tak dostatecznie wysoki koszt własny licencji.

Wyjście z tego położenia może dać jedynie oparcie produkcji na konstrukcji własnej, gdyby nawet w pierwszej fazie wytwarzania miała nawiązywać do obiektów powstałych na drodze licencji. Korzyści, jakie na tej drodze można uzyskać chociażby w dziedzinie materiałowej, już będą najlepszym argumentem, przemawiającym na rzecz tego rozwiązania.

„Używając samochodu obcego pochodzenia skazujesz na bezrobocie robotnika..."



Wiele mówiąca jest treść plakatów, które ostatnio pokryły mury Paryża i innych miast francuskich:

„Używając samochodu obcego pochodzenia, skazujesz na bezrobocie robotnika francuskiego".

Francja, daleka jeszcze od sytuacji, w której jej przemysłowi samochodowemu mógłby zagrażać import wozów zagranicznych, odwołuje się do patriotycznych uczuć swoich obywateli, przemawiając do nich ponurą sylwetką, zagłębionego w trosce o jutro, robotnika.

A przecież Francja ciągle jeszcze jest krajem przodującym w Europie, w produkcji samochodów, i krajem, w którym stosunek ilości mieszkańców do ilości kursujących pojazdów mechanicznych jest najmniejszy.

Jeżeli zaś wziąć pod uwagę, że stosunek jednostek importowanych do produkowanych wynosi zaledwie około 10%, obejmujących w znacznej mierze albo typy nieprodukowane we Francji, albo reprezentujące specyficzną klasę, to obecna sytuacja samochodowego przemysłu francuskiego, pomimo podrożenia produkcji, wskutek obciążenia, dodatkowymi kosztami nowych świadczeń socjalnych, nie wątpliwie nie jest taką, by tak nieznaczny import mógł spowodować jakieś groźne dla rodzimego przemysłu następstwa.

Mimo woli nasuwa się porównanie do stosunków polskich.

Zdawałoby się, że w państwie, które posiada rozbudowujący się dopiero przemysł samochodowy, propaganda popierania własnej wytwórczości w tej dziedzinie winna znaleźć wyraz bardzo dobitny i powszechny, tak, aby stało się oczywistym dla wszystkich, że tylko rozwój krajowej produkcji samochodów może dostarczyć właściwego rozwiązania zagadnienia motoryzacji w Polsce.

Niestety, dotąd nie tylko nie ujrzeliśmy żadnego plakatu, rzucającego ogółowi wyraźne hasło konieczności popierania produktów prawdziwie rodzimego przemysłu samochodowego, a przeciwnie oficjalna opinia często nazbyt lekko przechodzi nad różnymi, o wiele poważniejszymi wystąpieniami, uzasadniającymi potrzebę popierania i rozbudowy krajowego przemysłu samochodowego, jak gdyby zagadnienia te mogły być załatwione bez udziału i poparcia szerokich warstw społecznych.

A nawet w pewnych pozytywnych posunięciach, zmierzających do popularyzacji samochodu, jakimi było przyznanie ulg podatkowych dla nabywców samochodowych, tak dalece zapomniano o istnieniu samochodów wytwarzanych w kraju, i o pożyteczności istnienia silnie rozwiniętego krajowego przemysłu samochodowego, że potraktowano je narówni z importowanymi, wprost czy pośrednio, wozami zagranicznymi, nie udzielając nabywcom samochodów krajowych większych ulg podatkowych, pomimo, że znaczenie gospodarcze przyrostu ilości samochodów, wskutek wzmożenia się wytwórczości krajowej, czy też wskutek importu wozów zagranicznych nie jest przecież jednakowe.

inż. Jan Obrębski
Koło Inż. Sam. S.I.M.P.

O STALACH ZASTĘPCZYCH[1)]

Nazwa „stale zastępcze" może wywoływać wrażenie, że te właśnie „zastępcze" stale są namiastkami, są tworzywami drugiej klasy, są czymś gorszym od stali „normalnych".

Tak nie jest. Dzięki nieustającemu postępowi technicznemu wyłaniają się coraz to inne pomysły, a ich realizacja doprowadza do powstania całkiem nowych tworzyw, częstokroć przewyższających jakością tworzywa dotąd stosowane.

Wysiłki metalurgów zmierzają nie tylko do wytworzenia lepszych stali, lecz i do wytworzenia lepiej kalkulujących się stali, które mogą być jednocześnie nie gorsze, a nawet lepsze od stosowanych dotąd.

W krajach nie posiadających kopalni rud takich jak chromowa, niklowa, molibdenowa i inne, wskazany jest jak najbardziej wysiłek, zmierzający do poszukiwania stali, oraz innych stopów, opartych o surowce krajowe, lub przynajmniej, wymagających jak najmniejszej konsumpcji surowców zagranicznych.

W krajach, zmuszonych już dziś do racjonalnej gospodarki materiałowej i do jak najdalej posuniętej akcji oszczędnościowej, stosowanie tworzyw obrony narodowej jest nakazane z góry. Taki właśnie nakaz daje wyniki jak najlepsze i szybkie. Przeciwstawianie się nakazom oszczędnościowym jest też uważane za działanie na szkodę państwa.

Niemieckie stale „oszczędnościowe", a więc stale przede wszystkim bezniklowe, a następnie stale o możliwie małej ilości dodatków stopowych, ogólnie „Sparstoffe", nie wpłynęły bynajmniej na zatamowanie akcji motoryzacyjnej, ani też na walory budowanych obiektów.

Zupełnie przeciwnie! Akcja oszczędnościowa, wysiłki zmierzające ku racjonalizacji, całkowite i powszechne uświadomienie, a na koniec wiedza i upór twórców „Ersatz'ów", przewyższających częstokroć tworzywa podlegające zastąpieniu, otworzyły przed niemieckim przemysłem samochodowym wrota do zwycięskiego pochodu, a raczej zwycięskiego wjazdu, na wspaniałe autostrady.

Naszą gospodarkę materiałową można określić jako kurczowe trzymanie się danych licencyjnych, lub też przekraczanie tych danych w sensie zwiększania marnotrawstwa. Sytuację taką zawdzięczamy przede wszystkim tej okoliczności, że od lat tulimy się lękliwie do obcych wzorów i nie możemy się zdobyć na rozpostarcie skrzydeł własnej inicjatywy. Brak nam ponadto nakazu z góry, brak nam trochę odwagi, brak, jak powiadają pesymiści, ludzi.

To ostatnie twierdzenie nie trafia mi do przekonania. Ludzi nam nie brak. Może jedynie ludziom czynu, ludziom odwagi, ludziom niezmordowanej pracy codziennej brak... głosu.

Pionierów samowystarczalności nie jest u nas zbyt wielu. Piszących rozprawy na ten temat nie zaliczam bowiem do ludzi czynu. Wielu jest natomiast przeciwników akcji racjonalizacyjnej, jako że wkraczanie na nowe, może ciernIste na początku, drogi jest mniej wygodne, niż deptanie codzienne znanej, miłej sercu, acz smutnej ścieżyny. Jeżeli chcemy dojść do czegoś musimy przeć naprzód. Musimy tworzyć i nawet ryzykować popełnienie małych błędów. Musimy opierać się o potęgę nauki, jednak nie możemy strawić życia na wiekuistym „wybieraniu danych z literatury". Jeżeli jednak nimb tej literatury (jakże często bzdurnej, acz znajdującej się w pismach technicznych zagranicznych!) jest warunkiem nieodzownym każdej akcji, to pracujmy sami tak, abyśmy mogli wyniki pracy naszej publikować.

***

Gdy propaguję wyrugowanie stali z niklem na korzyść stali bezniklowych spotykam się z zarzutem, że nie zbadałem jeszcze wszystkich stali proponowanych w takim stopniu, aby wyniki mych badań zdołały przekonać największych nawet niedowiarków. Na moje usprawiedliwienie powiem tylko tyle, że moje skromne dociekania pozwoliły mi na wprowadzenie stali zastępczych w wielu wypadkach i to z wynikiem jak najlepszym. Tą samą drogą kroczył pierwszy z pionierów w tej dziedzinie Inżynier Tadeusz Biernacki. Prace opublikowane przez niego spotkały się z wielkim zainteresowaniem w Niemczech. Mało są natomiast znane u nas w kraju. Łącząc głębokie przesłanki naukowe z wyczuciem tego, co nie mogło być wybadane bez wielkiej straty czasu, krocząc z całą odwagą i stanowczością naprzód, ryzykując popełnienie błędów, ale ryzykując po męsku i szlachetnie, tworzył on rzeczy duże i tworzy je nadal.

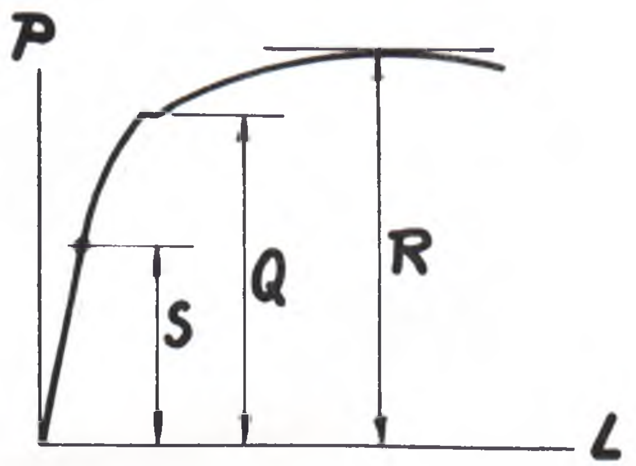
Jak ten, którego wysiłki podkreśliłem, tak i ja, możemy nie wytrzymać dyskusji ze zbieraczami „danych z literatury". Zmienią się jednak role na warsztacie. O warsztatowej też pracy pisać dalej będę.

***

Do niedawna zadawalnialiśmy się najzupełniej tymi danymi cyfrowymi, jakie można było odnaleźć w każdym kalendarzu technicznym, a doty-

1) Skrót odczytu wygłoszonego w S.I.M.P. na posiedzeniu Koła Inżynierów Samochodowych.

czącymi wytrzymałości na rozciąganie „żelaza“, „stali zlewnej“, „żeliwa“ i „fosforobrązu“. Życie zmusiło nas jednak do szerszego otwarcia oczu (nawiasem mówiąc nie zawsze i nie wszędzie!). Zauważyliśmy, że wielką rolę odgrywa granica płynności i granica sprężystości tworzywa (*Qr* i *Sr* jako obliczone z wielkości *Q* i *R* wykresu rys. 1).



Rys. 1.

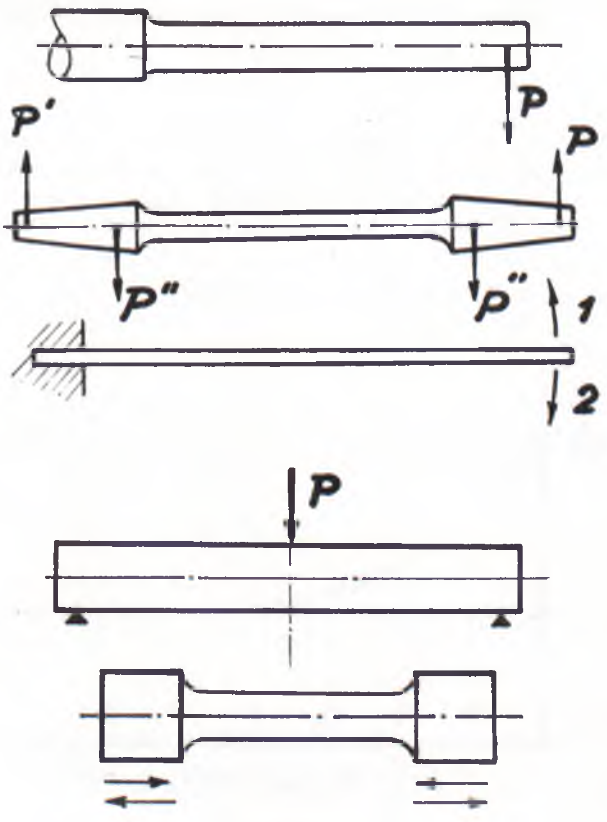
Bardzo wiele prac naukowych poświęcono zagadnieniu granicy sprężystości, oraz wysunięto przypuszczenie, że istotną nie umowną granicę sprężystości można określić jedynie za pomocą prób na zmęczenie. Wysunięte też zostało przypuszczenie, że zmęczenie tworzywa może nastąpić jedynie wtedy, gdy granica sprężystości (istotna) zostanie przekroczona. Wytwórnia maszyn probierczych Amsler‘a wykonała też maszynę do badania zmęczenia, przy czym stosowano próbki w kształcie walca, obciążone jednostronnie (rys. 2, górny szkic). Bardziej udatne rozwiązanie zawdzięczamy Dr Ernestowi Lehrowi, który zbudował maszynę w f-mie Karol Schenck. Próbki badane na tej maszynie (rys. 2, drugi szkic od góry) również wirują dookoła swej osi geometrycznej, jednak są tak obciążone, że w całej części cylindrycznej występuje jednakowy moment gnący. W miejscach *P'* mamy obrotowo-wahliwe łożyskowanie, zaś w miejscach *P''* obciążenie, również obrotowo-wahliwie łożyskowane. Zbudowane też zostały maszyny do badania na zmęczenie przez gięcie (rys. 2, trzeci szkic od góry), do badania przez gięcie dynamiczne obracającej się próbki cylindrycznej (rys. 2, drugi szkic od dołu), oraz przez ściskanie i rozciąganie (rys. 2, szkic dolny).

Jeżeli jeden pełny obrót próbki, względnie jedno pełne rozciągnięcie i ściśnięcie, względnie jedno odgięcie od określonego położenia z nawróceniem do tegoż położenia nazwiemy ogólnie cyklem, to możemy powiedzieć, że przy znacznych naprężeniach jednostkowych w skrajnych włóknach (oznaczmy takie naprężenie literą delta) próbka łamie się po małej ilości cykli, przy zmniejszeniu tego naprężenia złamanie następuje po większej ilości cykli. Wydaje się też, że istnieje takie naprężenie delta, przy którym próbka nie łamie się już i przy wielu milionach cykli. Za praktyczną miarę dopuszczalnego naprężenia przyjęto takie, które nie wywołuje zmęczenia (złamanie się próbki) po 10.000.000 cykli. Opisane wyżej ilustruje wykres rys. 3.

Dla praktyki wystarczała poniekąd teoria opiewająca że 1) Wytrzymanie 10-ciu milionów cykli pozwala na przypuszczenie, że próbka wytrzyma również każdą większą ilość cykli i 2) Naprężenie delta nie wywołujące złamania (zmęczenia) po 10-ciu milionach cykli leży poniżej tego naprężenia, jakie odpowiada istotnej granicy sprężystości.

Takie założenia (których słuszności nie kwestionuję i nie bronię), pozwoliły na przeprowadzenie szeregu badań porównawczych dla różnych tworzyw.

W miarę jak pracowano nad zagadnieniem zmęczenia wyłoniły się różne kwestie, że tak powiem, natury ubocznej. Zwrócono uwagę na wzrost temperatury próbek podczas badania na zmęczenie, przeprowadzono pomiary mocy, jaką trzeba zużyć na obracanie, czy przeginanie próbki; interesowano się też wpływem stanu powierzchni i wpływem kształtu próbki. Pokazało się, że to, czemu przypisywano wpływ drugorzędny, ma, w istocie, wpływ decydujący. Tym samym powstała konieczność podjęcia nowych badań odpowiednio skorygowanych.



Rys. 2.

Pojęcie odporności na zmęczenie przestało istnieć jako pojęcie jednoznaczne. Powstały inne pojęcia, a więc:

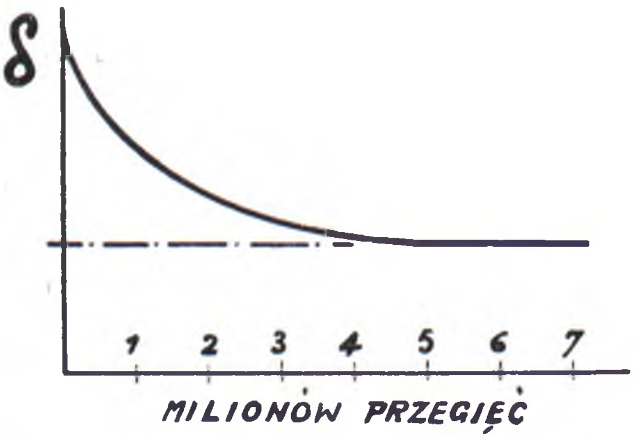
1) Odporność na zmęczenie w wypadku określonego rodzaju *obciążenia* i przy założeniu, że powierzchnia próbki jest polerowana.
2) Odporność na zmęczenie jak w punkcie 1-szym, lecz przy założeniu, że próbka zaopatrzona została w pewne karby o ściśle określonym zarysie.
3) Odporność na zmęczenie jak w punkcie 1-ym, lecz przy założeniu, że próbka podlega jakiemuś działaniu korozyjnemu.

itd. itd.

Jeżeli od tych skomplikowanych dociekań, natury naukowej i czysto laboratoryjnej, przejdziemy do pracy części samochodowej, w warunkach użytkowania wozu, to pogubimy się zupełnie, jeżeli nie oprzemy się na pewnych przesłankach, bodaj w 70%-ach, pewnych.

Takimi przesłankami (w/g mego rozumienia) są:

1) Powstaniu przełomów zmęczeniowych sprzyjają, w wysokim stopniu, wszelkie ostre podcięcia, raptowne przejścia od dużej do małej średnicy, ostre ślady od narzędzi obrabiających.
2) Powstaniu przełomów zmęczeniowych sprzyjają lokalne zmiany własności mechanicznych, które to zmiany mogą być wywołane: 1) wadami tworzywa, 2) wadami obróbki cieplnej, 3) spawaniem, 4) skrawaniem dużych ilości tworzywa w miejscach, gdzie przehartowanie w głąb, a więc i ulepszenie cieplne, jest nieznaczne.
3) Powstaniu przełomów zmęczeniowych sprzyja obniżenie granicy sprężystości tworzywa. Ponieważ obniżenie granicy płynności musi iść w parze (nie mówię tu o jakimś prostym stosunku!) z obniżeniem granicy sprężystości, więc można twierdzić zgruba, że obniżenie granicy płynności sprzyja zmęczeniu.



Rys. 3

4) Powstaniu przełomów zmęczeniowych sprzyjają wszelkie czynniki natury korozyjnej.

Jestem przekonany, że wyznawanie tych zasad przez konstruktora nie wyjdzie mu na złe. Nie mniej godzę się całkowicie z tym, że w wypadkach krańcowych wyżej podane przesłanki mogą nie dotrzymać pola.

Dla przykładu podam możliwy przebieg rozumowania w wypadku gdy mamy do czynienia z bardzo znacznymi twardościami (stale hartowane i nie odpuszczone). Bardzo łatwo można udowodnić, że wałek z miękkiej stali np. 1010 (w/g oznaczeń P. Z. Inż.) będzie bardzo mało odporny na zmęczenie dzięki niskiej granicy sprężystości. Jednocześnie takiż wałek będzie odporny na działanie karbu, gdyż najbardziej ostry karb „wygładzi się", zniweluje, stępi, dzięki znacznej ciągliwości stali 1010. Gdy wałek opisany wyżej nawęglimy i zahartujemy, to odporność jego na zmęczenie wybitnie wzrośnie i to właśnie dzięki temu, że powstanie warstwa o wysokiej granicy sprężystości. Jeżeli hartowanie będzie uskutecznione wadliwie i na warstwie nawęglonej powstaną pęknięcia, to pęknięcia te będą wybitnie ostrymi karbami. Dzięki tym karbom zajdzie bardzo szybko zmęczenie, gdyż twarda warstwa nawęglona jest mało odporna na działanie karbu.

Twierdzenie, że nawęglanie i hartowanie podnosi odporność na zmęczenie, można zbić, argumentem słabej odporności warstwy nawęglonej na działanie karbu.

Twierdzenie, że nawęglanie i hartowanie obniża odporność na zmęczenie, gdyż twarda warstwa nawęglona jest mało odporna na działanie karbu, można zbić argumentem odwrotnym, tj. twierdzeniem, że pękania warstwy nawęglonej, podczas hartowania, można łatwo uniknąć!

Gdzież leży prawda?

Jak zwykle pośrodku.

Prawda życiowa, praktyczna (a więc i nie sprzeczna z przesłankami naukowymi, acz sprzeczna ze wszelką demagogią) głosi, że:

Podwyższanie granicy sprężystości wpływa korzystnie dotąd, dokąd działanie karbu nie zniweczy skutków dodatnich.

Im wyższa granica sprężystości, tym dokładniej musi być dana część wykończona na powierzchni.

Budowa silników lotniczych na tej właśnie opiera się zasadzie.

Mówiąc o zmęczeniu musimy brać pod uwagę wpływ wszystkich możliwych czynników naraz ie nie możemy nigdy twierdzić, że zwiększenie się wpływu czynnika *A* obala wszelkie twierdzenia dotyczące wpływu czynnika *B*.

Po tych rozważaniach można dodać piątą przesłankę praktyczną:

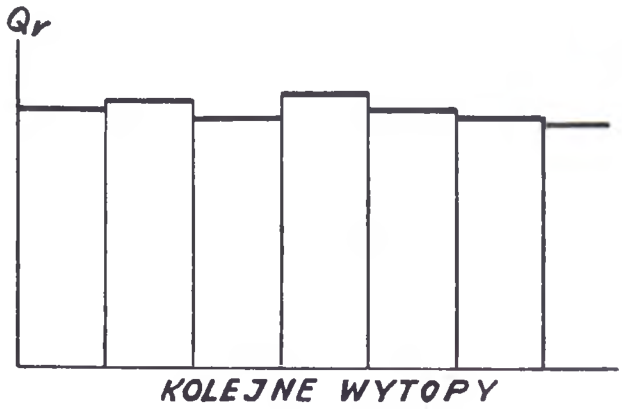
5) Wraz z podniesieniem granicy sprężystości stali przez dobranie odpowiedniego składu i obróbki cieplnej, względnie tylko przez zastosowanie odpowiedniej obróbki cieplnej, należy zwiększyć dokładność obróbki powierzchni. Dla zadanej z góry możliwej gładkości powierzchni musimy dobrać celowe własności mechaniczne stali.

Raz jeszcze pragnę podkreślić jałowość sporów, na temat wpływu tego, lub innego czynnika bez uwzględnienia innych czynników, związanych z pierwszym, dyskutowanym, zależnością nierozerwalną!

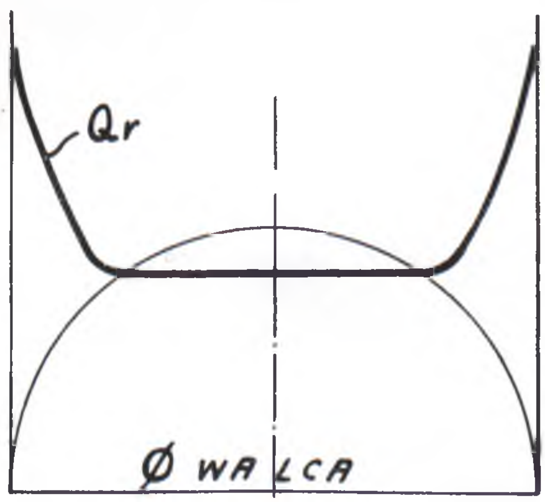
A właśnie takie pojęcia, jak granica sprężystości, kształt pracującej części samochodowej, stopień gładkości jej powierzchni, wpływy korozyjne i inne drobniejsze czynniki są ściśle ze sobą związane i od siebie zależne.

Predominacja jednego z czynników powyższych zostaje często wyczuta przez warsztatowca, lub doświadczonego konstruktora.

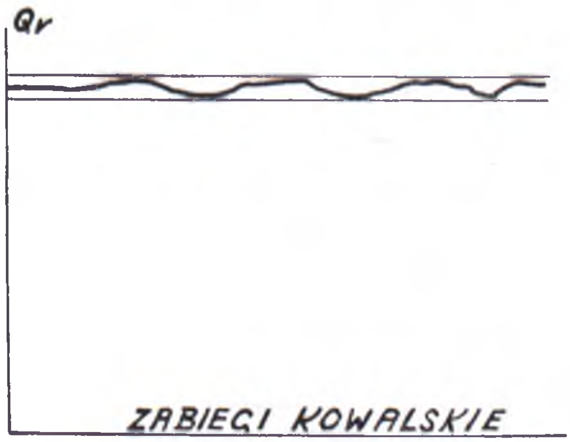
**
*



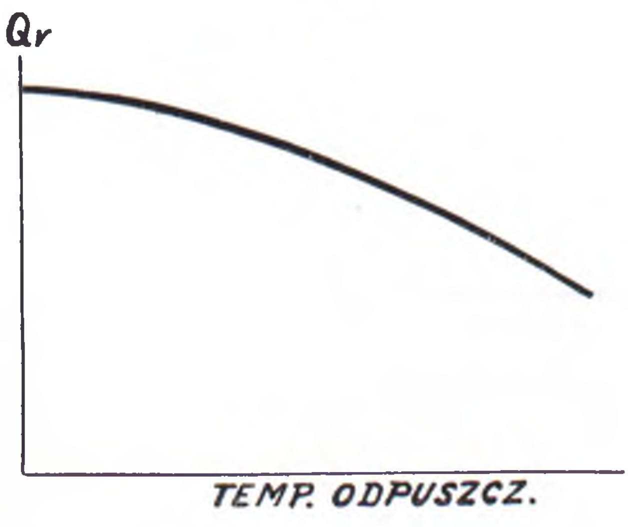
Rys. 6.



Rys 4.



Rys. 7.



Rys. 5.

Określanie granicy sprężystości, a tym więcej badania na zmęczenie, są kosztowne i długotrwałe. Nic więc dziwnego, że korzystamy prawie zawsze z danych łatwych do zdobycia. Możemy też twierdzić bez specjalnych wyrzutów sumienia, że obniżenie, lub podwyższenie granicy płynności będzie szło w parze z podwyższeniem, lub obniżeniem granicy sprężystoś'i. Nie mówię tu o jakimś matematycznym związku między *Qr* i *Sr*, a jedynie o tym, że sens zmian pozostaje ten sam dla granicy sprężystości i granicy płynności.

Na pytanie: „Jakie własności mechaniczne ma dana stal", nie możemy odpowiedzieć w sposób jednoznaczny, jako że własności mechaniczne zależne są od wielu czynników poza składem stali. Tak więc ∅ walca stalowego ulepszonego cieplnie będzie wpływała na jego własności mechaniczne.

Ponadto własności te będą zależne od miejsca pobrania próbki. Na rys. 4 pokazana jest, schematycznie, zależność Qr od miejsca pobrania próbki. Im dalej w głąb walca będziemy posuwali oś próbki, tym niższą uzyskamy granicę płynności. Na rys. 5 pokazana jest, również schematycznie, zależność Qr od temperatury odpuszczania zahartowanej stali. Z rys. 6 wnioskujemy, że, przy wszystkich innych jednakowych czynnikach (skład stali, kształt przedmiotu, miejsce pobrania próbki, obróbka cieplna itp.) granica płynności będzie nieco odmienna zależnie od wytopu stali. Również wpłyną na Qr te, lub inne zabiegi kowalskie (schemat rys. 7).

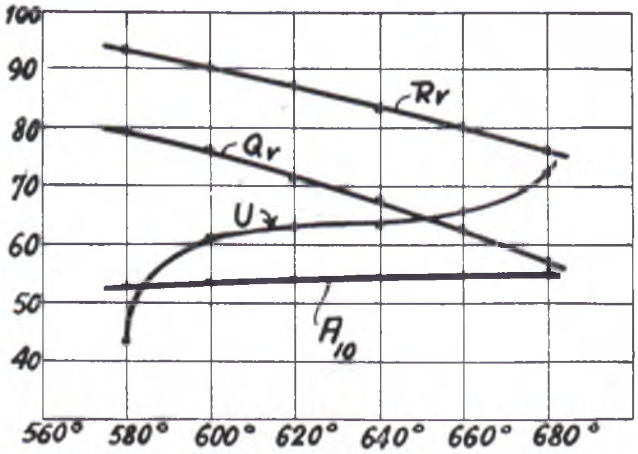
Jeżeli mówimy o granicy płynności, czy granicy sprężystości, jako o czymś związanym jedynie ze składem stali, to popełniamy kardynalny błąd. Nie mniejszy błąd popełniamy wtedy, gdy mówimy o większej lub mniejszej odporności na zmęczenie danej stali, bez uwzględnienia wszystkich, a przynajmniej najważniejszych, czynników, od których odporność ta jest uzależniona. Dla danej jakiejś części samochodowej o możliwości złamania przez zmęczenie (Dauerbruch) będzie decydować przede wszystkim kształt tej części. Następnie decydować będzie przerób stali (w jak najszerszym słowa tego znaczeniu). W pływ składu stali wypadnie umieścić (w przeważającej liczbie wypadków) na ostatnim miejscu (rys. 8).



Rys. 8.

Jak dalece mogą być zmienione własności mechaniczne, jednej i tej samej stali, na drodze obróbki cieplnej, wykazuje rys. 9.

Rysunek ten został opracowany na podstawie realnych danych, uzyskanych dla stali chromowej ($C = 0{,}40\%$ $Cr = 1{,}2\%$). Obróbce cieplnej podlegały wycinki o przekroju 25 × 25 mm i długości

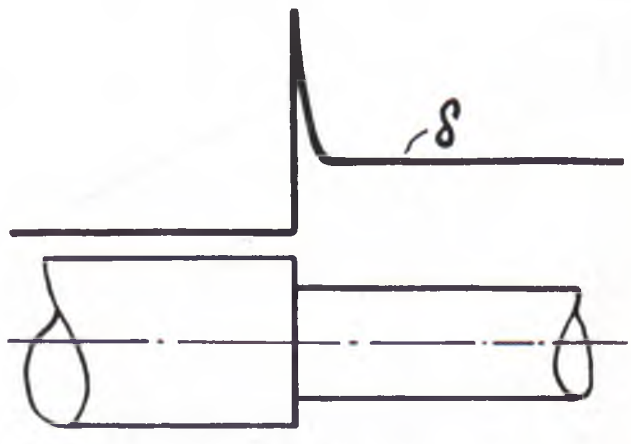


Rys. 9.

300 mm. Hartowanie wszystkich wycinków odbyło się przy temp. 850°, w oleju. Następnie odpuszczono po dwa wycinki w temperaturach 580° do 680°. Wykres na rys. 9 odpowiada wprawdzie na pytanie „jakie są własności mechaniczne danej stali“, ale pozostaje w sile dotąd, dokąd nie zostały zmienione wymiary próbnych wycinków (przynajmniej w dużych granicach).



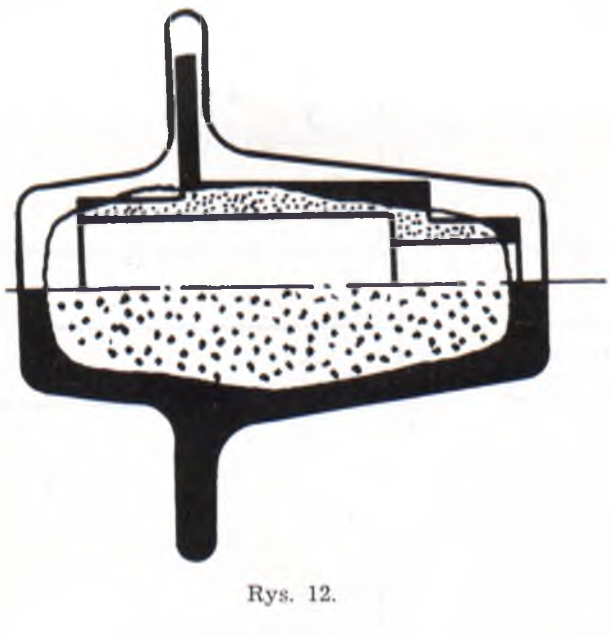
Rys. 10.



Rys. 11.

Dobrze wiadomo, że półwytwory ulepszone cieplnie podlegają często prostowaniu na zimno. Jeżeli pręt stali (rys. 10) wygniemy na zimno jak to jest przedstawione w sposób przesadny, to uzyskamy obszar z g n i e c i o n y (zaczerniony na rysunku). Tak wygięty pręt ma tendencję do częściowego wyprostowania się. Zakumulowane są w nim siły o kierunkach wskazanych na rysunku. Gdy przyłożymy jakieś zewnętrzne siły, sumują się one z siłami wewnętrznymi. Łatwo można wywnioskować z powyższego, że określanie, w tak zgniecionej próbce, granicy sprężystości (przy zginaniu) doprowadziłoby nas do wyników wręcz paradoksalnych.

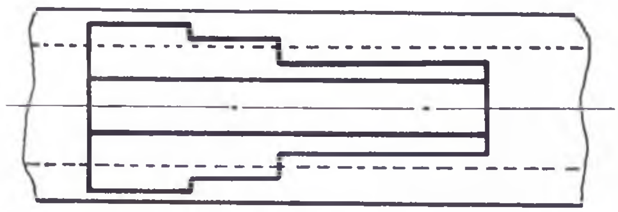
Z licznych prac dotąd opublikowanych wiemy też niezbicie, że raptowna zmiana przekroju części pracującej (rys. 11) wywołuje równie raptowny skok naprężeń wewnętrznych, właśnie w miejscu raptownego przejścia. Nic też dziwnego, że zmęczeniowy przełom zachodzi w tym miejscu, gdzie panują największe naprężenia jednostkowe. W wielu wypadkach możemy wywołać raptowny spadek granicy płynności od przekroju do przekroju, a to dzięki płytkiemu przehartowywaniu się stali (np. jakiejś stali węglowej). Na rys. 12 pokazana jest kuta i ulepszona cieplnie piasta. Zaczerniono



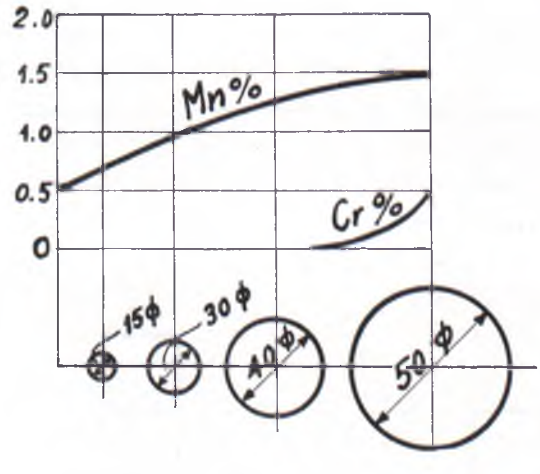
Rys. 12.

(na dolnej połowie szkicu) obszar dobrze przehartowany, tj. obszar o wysokiej granicy płynności. Gorzej przehartowany obszar zakropkowano. Do górnej połowy szkicu wrysowano obrysie piasty p o o b r ó b c e m e c h a n i c z n e j. Zaczerniono też części, pochodzące z obszaru dobrze przehartowanego, i zakropkowano części, pochodzące z obszaru źle przehartowanego. Łatwo wywnioskować z tego szkicu jak dalece różne będą własności mechaniczne w różnych częściach gotowej piasty! Na rys. 13 pokazany jest okrągły pręt. Linie przerywane wskazują głębokość dobrego przehartowania. Wewnątrz pręta wyrysowano obrysie przekroju części, wykonanej z tego pręta po jego ulepszeniu cieplnym. Z tego szkicu również łatwo wywnioskować, że własności mechaniczne stali w g o t o w y m w y r o b i e będą wysoce zależne od m i e j s c a, jakie poddamy badaniu.

Wszystkie te przykłady mają na celu uwypuklenie tej okoliczności, że n i e m o ż e m y

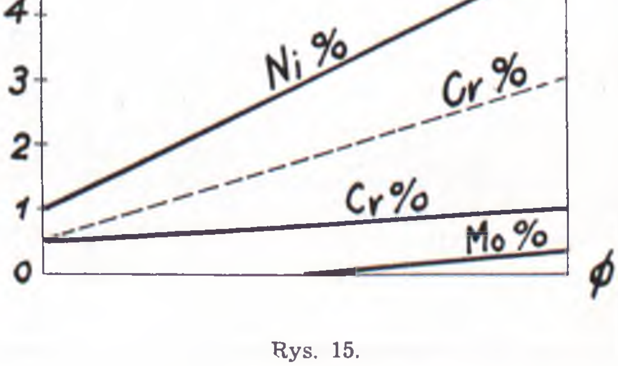


Rys. 13.



Rys. 14.

m ó w i ć o w ł a s n o ś c i a c h m e c h a n i c z n y c h s t a l i w o d e r w a n i u o d k s z t a ł t u p r z e d m i o t u, j a k i b ę d z i e z t e j s t a l i w y k o n a n y. Nie dość tego! Nie może-



Rys. 15.

my również mówić o własnościach mechanicznych stali w obrębie całego przedmiotu z niej wykonanego, w oderwaniu od miejsca pobrania próbki i kierunku jej osi (w stosunku do kierunku włókien materiału).

Konstruktor pragnąłby mieć katalog stali z wyszczególnionymi własnościami mechanicznymi każdej z nich. Pod kątem widzenia życzeń nabywców układane są też takie katalogi, ale opieranie się na danych z nich zaczerpniętych musi zaprowadzić na manowce.

Wytrawny metaloznawca nie będzie podejmował dyskusji przed obejrzeniem rysunku danej części. Dobranie właściwego składu stali może być uskutecznione dopiero wtedy, gdy ma się przed oczami rysunek. Rolą konstruktora jest podanie wymaganych własności mechanicznych i wskazanie czy mają one panować w całym przekroju, czy też na pewnej głębokości jedynie. Rolą metaloznawcy jest dobranie składu stali i sposobu obróbki cieplnej (często i przeróbki plastycznej!) w taki sposób, aby wymagania konstruktora były spełnione.

Pytany o własności tej, lub innej stali w oderwaniu od przedmiotu jaki ma być z niej wykonany nie daję odpowiedzi z zasady. Zresztą nie mogę jej dać, jeżeli chcę, aby była poważna.

Często zdarza się, że układający warunki techniczne wysilają się nad tym, aby ograniczyć zawartość poszczególnych pierwiastków w stali i myślą, że działają w sensie pozytywnym.

Bardzo często jest zupełnie odwrotnie. Ograniczenia takie uniemożliwiają dobre rozwiązanie.

TABELA I.

Przegląd stali do nawęglania

Marka Z. O.	Symbol PNW	Marka huty Sandvik	Skład chemiczny						Klasa czystości	UWAGI:
			C	Mn	Si	Ni	Cr	Mo		
W. 10	010	—	około 0.1	Max. 0.6	Ślady	—	—	—	III	Rr ~ 50
WW. 12	0012	—	0.08 0.15	0.3 0.6	0.15 0.35	—	—	—	II	Zastąpi C.15
WW. 16	0016	—	0.12 0.20	0.3 0.6	0.15 0.35	—	—	—	II	
—	—	3	0.13 0.18	0.45 0.90	0.1 0.3	—	—	—	I	
C. 15.	—	—	do 0.17	0.4 0.6	do 0.3	—	0.4 0.6	—	I	Rr = 60 — 80
CML. 1. 15.	—	—	do 0.17	0.9 1.1	0.15 0.30	—	1.0 1.2	0.2 0.3	I	Rr = 100 — 130
NC. 2. 15.	12.2.15	—	do 0.17	0.3 0.6	do 0.35	2.2 2.8	0.3 0.7	—	I	Wszystkie te stale z niklem można zastąpić stalami: C.15 i CML. 1. 15.
NC. 3. 15.	12.3.15	—	do 0.17	0.3 0.6	do 0.35	3.0 3.6	0.6 1.0	—	I	
—	—	2N3C1	0.08 0.13	0.35 0.60	do 0.3	2.75 3.50	0.5 0.8	—	I	
—	—	3N4C2	0.08 0.13	0.35 0.60	do 0.3	3.9 4.5	0.9 1.4	—	I	
—	12.4.15	—	do 0.17	0.3 0.6	do 0.35	4.2 4.8	1.0 1.2	—	I	
—	1.1.15	—	do 0.17	0.3 0.6	do 0.35	1.2 1.8	—	—	I	
—	1.3.15	—	do 0.17	0.3 0.6	do 0.35	2.9 3.4	—	—	I	
—	1.5.15	—	do 0.17	0.3 0.6	do 0.35	4.7 5.3	—	—	I	

Dla przykładu podaję schemat wg. rys. 14. Wyobraźmy sobie, że mamy zadane własności mechaniczne następujące: Qr = minimum 60 kg/mm², Rr = minimum 80 kg/mm², A% = minimum 9%. Własności te muszą panować w całym przekroju wałka. Otóż skład stali (krócej zawartość dodatków Mn i Cr) musi zmieniać się w zależności od średnicy wałka i to w sposób pokazany na schemacie na rys. 14.

Podobna zależność składu od średnicy, podlegającej przehartowaniu, pokazana jest na schemacie rys. 15. Linie ciągłe — dla stali chromo-niklowych i chromo - niklo - molibdenowych. Linia przerywana z napisem Cr, lub ta sama linia + linia z napisem Mo — dla stali chromowych i chromo-molibdenowych. Wykresy te podają zmiany składu zależnie od średnic, przy jednych i tych samych własnościach mechanicznych.

Jasną jest też rzeczą, że dla jednej i tej samej średnicy można uzyskiwać różne własności mechaniczne, manipulując składem stali i obróbką cieplną.

***

Jeżeli teraz zastanowimy się nad zagadnieniem stali zastępczych, bezniklowych, stali obrony narodowej (jak je nazywają we Francji), to możemy wysunąć pewne propozycje, pewne programy materiałowe. Jako jedną z propozycyj wysunąłem właśnie stosowanie (w budowie samochodów) trzech stali do nawęglania, przy czym pierwsza W. 10 byłaby używana do wyrobu części słabo pracujących cyanowanych. Przedstawiłem te właśnie trzy stale na tle całej kolekcji innych.

Jeżeli chodzi o stale konstrukcyjne ulepszane cieplnie, to zaproponowałem 13 różnych stali.

TABELA II.

Stale do ulepszania cieplnego.

Z. O.	PNW	Skład chemiczny						Klasa czystości	UWAGI:
		C	Mn	Si	Ni	Cr	Mo		
WW. 45	0045	0.4 0.5	0.4 0.8	do 0.35	—	—	—	II	Do ⌀⌀ 20 mm. własn. mech. w/g PNW. T
WW. 65	0065	0.6 0.7	0.4 0.8	„	—	—	—	II	
MM. 45	—	0.4 0.5	0.8 1.0	„	—	—	—	II	Do ⌀⌀ 20 — 40 mm. Rr → 70 — 85 Qr → 70 ÷ 80 % Rr zależnie od składu i ⌀⌀ T
MM. 55	—	0.5 0.6	0.8 1.0	„	—	—	—	II	
MMC. 1,35	—	0.3 0.4	1.0 1.5	„	—	0.15 0.3	—	I	
MMC. 1,45	—	0.4 0.5	1.0 1.5	„	—	0.15 0.3	—	I	
C. 45	—	0.4 0.5	0.4 0.8	„	—	0.4 0.6	—	I	Rr → 80 ÷ 180 Qr → 75 ÷ 90 % Rr T ⌀⌀ 40 → 100 mm. nawet do 200 mm. zależnie od składu i obr. ter. (poniekąd i od ⌀⌀)
C. 1.40	—	0.35 0.45	0.4 0.8	„	—	0.9 1.2	—	I	
C. 2,40	—	0.35 0.45	0.4 0.8	„	—	1.8 2.2	—	I	
CL. 1,35	24.1.30	0.3 0.4	0.4 0.8	„	—	0.9 1.2	0.2 0.4	I	
CL. 2,35	—	0.3 0.4	0.4 0.8	„	—	1.8 2.2	0.2 0.4	I	
CL. 3,35	—	0.3 0.4	0.4 0.8	„	—	2.8 3.2	0.2 0.4	I	
NCL. 3,35	124.3.30	0.3 0.4	0.4 0.8	„	2.8 3.2	0.5 0.9	0.2 0.4	I	

TABELA III.

Stale do stosowania w stanie surowym lub normalizowanym oraz stale sprężynowe i resorowe.

Z.O.	PNW	Skład chemiczny						Klasa czystości	Uwagi:
		C	Mn	Si	Ni	Cr	Mo		
W. 10	010	0.08 0.12	do 0.6	Ślady	—	—	—	III	S i N
WW. 10	—	0.08 0.12	„	„	—	—	—	II	Stale na blachy oraz do stosow. w stanach N i S Qr, Rr ⟶ normy Z.O. i PNW.
WW. 15	—	0.12 0.18	„	„	—	—	—	II	
WW. 25	0025	0.2 0.3	do 0.8	do 0.35	—	—	—	II	
WW. 35	0035	0.3 0.4	„	„	—	—	—	II	
WW. 45	0045	0.4 0.5	„	,	—	—	—	II	
K.50	—	0.45 0.55	0.5 0.75	0.5 0.7	—	—	—	II	T
K.1.50	—	0.45 0.55	0.5 0.75	1.1 1.5	—	—	—	II	Sprężyny, resory
KM.50	—	0.45 0.55	0.75 0.9	0.5 0.7	—	—	—	II	
KM.1.50	—	0.45 0.55	0.75 0.9	1.1 1.5	—	—	—	II	
CK.1.40	—	0.35 0.45	0.35 0.60	do 1.1	—	1.0 1.2	—	I	
CV.1.50	—	0.45 0.55	0.35 0 60	do 0.35	—	1.0 1.2	V= 0.2	I	

Do tego doszłyby stale używane w stanie surowym, lub normalizowanym. Jest ich sześć. Ze stali na sprężyny i resory możnaby wybrać trzy.

Razem mielibyśmy więc 19 stali odmiennych.

Nie jest to wielka liczba. General Motors Co dysponuje około 140-ma różnymi stalami.

Przejście na stale zastępcze może nam sprawić pewne (chwilowe) trudności. Tak. Może.

Niemcy pokonali już te trudności dawno.

Sprawił to nakaz z góry.

Sprawiło to całkowite zrozumienie konieczności unikania surowców zagranicznych. Sprawiły to takie szlachetne czynniki jak wiedza, wola i śmiałość.

Marnie będzie wyglądał naród, któremu zabraknie tych właśnie podstaw w jego gospodarce.

„PRZEZ SILNY PRZEMYSŁ SAMOCHODOWY

DO NAJWYŻSZEJ OBRONNOŚCI KRAJU"

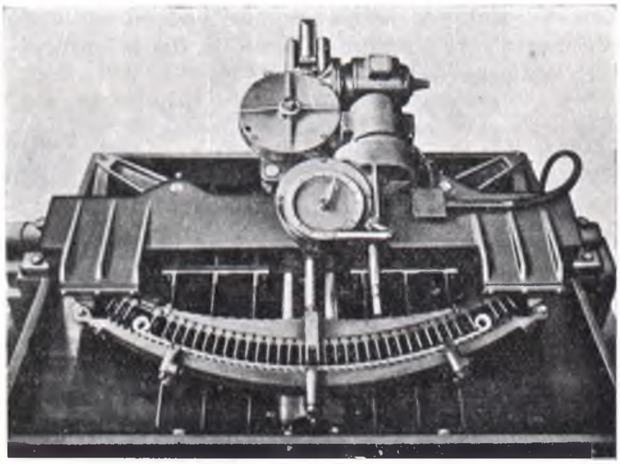
Inż. T. Kosiewicz
Koło Inż. Sam. S.I.M.P.

OBLICZENIE I FABRYKACJA PŁASKICH RESORÓW SAMOCHODOWYCH

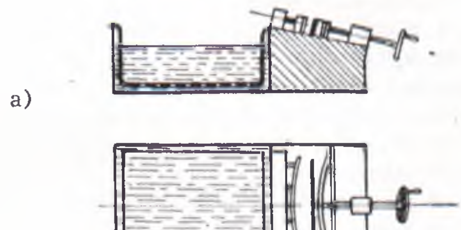
(Dokończenie)

Rys. 16 a, b, daje schematy możliwych rozwiązań ręcznego względnie częściowo zautomatyzowanego krępowania piór: a) krępowanie na przyrządzie, obok wanny do hartowania; docisk pióra stemplem do szablonu przy pomocy śruby, ewentualnie tłoka i sprężonego powietrza; szablony dla poszczególnych piór resoru wymienne; pióro wykrępowane zanurza robotnik do wanny; b) przyrządy do krępowania umieszczone są na wolno wirującym bębnie, zanurzającym się dolną swą częścią do wanny hartowniczej. Zakładanie piór odbywa się w części wynurzonej, a krępowanie łącznie z hartowaniem w części zanurzonej; przy czym po zahartowaniu pióra, następuje otwarcie przyrządu i pióro przy pomocy transportera pochyłego wyciągane jest z wanny.

W wypadku hartowania w przyrządzie, pióro chwytane jest w palce stałe, bądź nastawne, zapewniające swobodny przepływ cieczy chłodzącej, celem dobrego hartowania. Krępowanie z hartowaniem, całkowicie zautomatyzowane, według patentu f. Collet-Engelhard-Offenbach-Main, przedstawione jest na rys. 17. Przyrząd do krępowania składa się z dwóch pakietów resorowych: szablonu-matrycy i szablonu-stempla. Szablon-matryca zbudowany jest jako resor mający po odkształceniu stałą krzywiznę i zaopatrzony w zęby uchwytowe; szablon ten można regulować przed krępowaniem na potrzebny promień krzywizny pióra, w granicach 650 — 6000 mm, przy czym wielkość jego łatwo odczytuje się na zegarze widocznym na środku. Praca robotnika sprowadza się do położenia na rusztowaniu pod szablonami nagrzanego pióra i uruchomienia automatu, na skutek czego układ dźwigni blokujących zbliża szablon-stempel do szablonu-matrycy i obciąga go aż do całkowitego zablokowania, a więc wykrępowania pióra, po czym następuje obrót wszystkich mechanizmów (wyważonych w stosunku do osi obrotu) w celu zanurzenia pióra do wanny olejowej, i hartowanie. Czas hartowania jest regulowany automatycznie, na specjalnym zegarze, nastawianym w granicach 15 do 30 sek., dając średnią wydajność hartowania około 50 piór na godz., przy pojedynczej i 100 piór na godz. przy maszynie podwójnego działania (jeden przyrząd w cieczy, drugi gotowy do założenia pióra). Maszyna zaopatrzona jest w automatyczną regulację oleju i licznik ilości zahartowanych piór.



Rys. 17.



Rys. 16.

W tym miejscu omówimy zasadę budowy resoru i wielkości wykrępowania piór. Resor niezwiązany (niezebrany) składa się z piór stycznych do siebie końcami i odległych od siebie w przekroju środkowym o wielkości t. zw. luzów międzypiórowych (rys. 18), gwarantujących wytworzenie po zebraniu resoru naprężeń wstępnych, dających dobre przyleganie piór i nieodstawanie końców przy odciążaniu resoru przy pracy. Wielkość tych luzów, jak również strzałka pióra głównego F_I musi być ustalona dla każdego resoru na drodze praktycznej i tak dobrana, aby resor w stanie zebranym i sprasowanym posiadał przewidzianą strzałkę w stanie wolnym F_w i aby dodatkowe naprężenia, powstałe w piórach małych, nie były zbyt duże i nie dały, po zsumowaniu ich z naprężeniami roboczymi resoru pod obciążeniem maksymalnym, przekroczenia granicy sprężystości materiału. Strzałkę F_I ustala się zwykle w zależ-

ności od strzałki resoru w stanie zebranym przed prasowaniem, obowiązującej resorownika przy pasowaniu resoru (F_r); strzałka F_r jest większa od strzałki F_w o wielkości ΔF osiadania wstępnego resoru, które towarzyszy pierwszemu sprasowaniu na prasie gotowego resoru. Osiadanie wstępne, przy pierwszym maksymalnym obciążeniu próbnym, dla materiału idealnie sprężystego i idealnie obrobionego cieplnie, powinno być prawie równe zeru. W praktyce jednak wynosi ono od kilku do kilkunastu mm i można je określić, dla orientacyjnych obliczeń wstępnych jako:

$$\Delta F \simeq 0{,}005 \div 0{,}01 \cdot L,$$

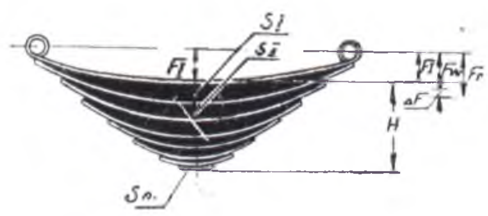
gdzie L jest odległością uszu resoru. Strzałkę więc resoru w stanie zebranym przed prasowaniem można określić na $F_r = F_w + \Delta F$, i należy ją uzyskać przez odpowiednie dobranie strzałki F_I i luzów między piórowych $S_I, S_{II}, \ldots S_n$. Wielkości te jak już wspomniano wyżej, są ustalane przy fabrykacji resoru próbnego i nie dadzą się ustalić na drodze obliczeniowej. Orientacyjnie, na zasadzie praktyki, można podać następujące dane: o ile grubość w środku niezebranego resoru, obejmującą sumę grubości piór i sumę luzów międzypiórowych oznaczymy przez H, to $H = \Sigma h + \Sigma S \simeq 0{,}14 \div 0{,}16 \cdot L$,
skąd

$$\Sigma S = S_I + S_{II} + \ldots S_n = H - \Sigma h$$

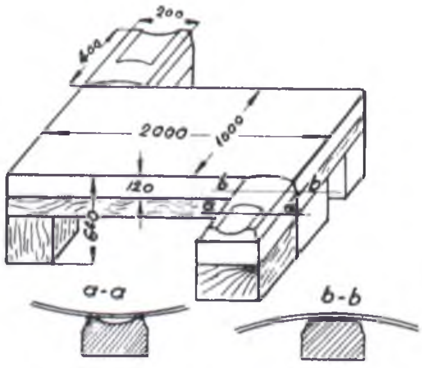
a więc jest wyznaczone. Same luzy maleją mniej więcej według postępu arytmetycznego, którego pierwszy wyraz $S_I \simeq 0{,}25\ \Sigma S$. a ostatni przeważnie równa się zeru ($S_n = 0$). Wielkość strzałki fabrykacyjnej pióra głównego F_I można przyjąć $F_I \simeq 0{,}5 \div 0{,}6\ F_r$, przy czym większy współczynnik daje lepsze wyniki dla większej ilości piór. Resor, wykonany z odpowiednimi luzami, pozwala na praktyczne ustalenie promieni wykrępowania poszczególnych piór, dla których należy wykonać odpowiednie szablony, lub nastawić maszynę do krępowania piór. Rys. 19 podaje szkic płyty do pasowania resorów i jej przybliżone wymiary. Płyta wykonana jest z żeliwa o grubości 100 do 120 mm i obrobiona jest na powierzchni roboczej; przy narożach płyty, po przekątnej, są umieszczone dwa kowadełka (dla dwóch resorowników) do korekcji krzywizny piór; całość ustawiona jest na drewnianej podstawie. Do pasowania piór resorownik używa szczypcy, i młotka o wadze ca 5 kg. Spasowane resory zbierane są na przyrządach, których schemat podano na rys. 20, po czym poddawane są badaniom na specjalnych prasach.

Maszyny do badania resorów można podzielić na dwie grupy: prasy statyczne i prasy statyczno-dynamiczne; na prasach tych resor prasowany jest wstępnie, a następnie przeprowadzane są próby kontroli wewnętrznej, ewentualnie odbioru resoru, a mianowicie: badania ugięć i strzałek pod zadanymi obciążeniami, i osiadania resoru, przy maksymalnym dopuszczalnym obciążeniu. Maszyny takie budowane są dzisiaj przez szereg firm w różnych odmianach; o napędzie ręcznym, transmisyjnym, wywierające nacisk przy

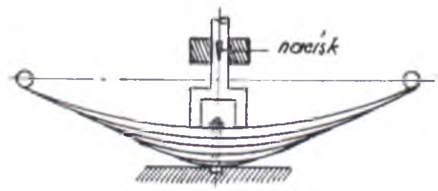
Rys. 18.



Rys. 19.



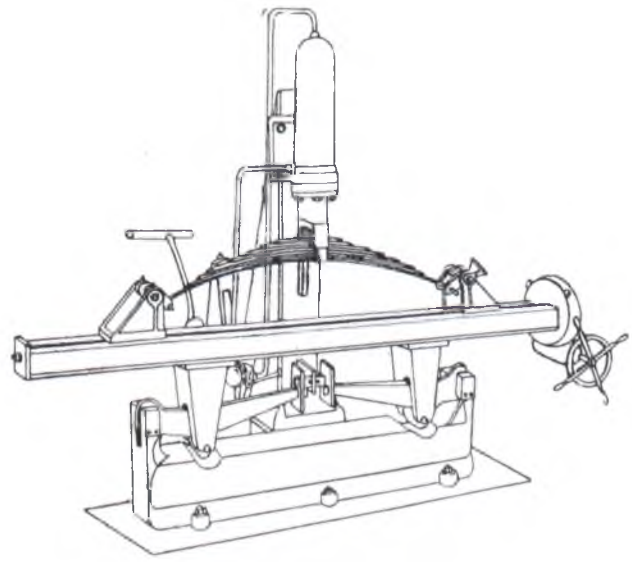
Rys. 20.



pomocy ciśnienia wody, lub szybkobieżne, napędzane osobnym silnikiem elektrycznym. Nowocześnie rozwiązane maszyny pozwalają na: a) automatyczną rejestrację, na wykresie, obciążeń w zależności od ugięć resorów, b) możność każdorazowego odczytu przydłużeń cięciwy resoru, i kąta wychylenia wieszaka, na którym zawieszone są uszy resorowe, c) szybką zmianę przydatności maszyny do różnych wielkości resorów, d) łatwość zakładania i zdejmowania resoru przy próbie, e) dokładną regulację i kontrolę dokładności wskazań maszyny. Zasadnicze typy maszyn podane są na rys. rys. 21, 22, 23, 24.

Rys. 21 przedstawia widok maszyny statycznej, o napędzie hydraulicznym, w wykonaniu f. Mohr u. Federhaff- Mannheim; zasadnicze części maszyny: stół z rozsuwanymi wieszakami do zamocowania resoru, podwieszony na układzie dźwigni, obciążonym statycznie przy pomocy ciężarów (niewidocznych na rysunku), cylinder z tłokiem działającym na resor i pompa zasilająca.

Rys. 22 daje przekrój maszyny statyczno-dynamicznej: resor zakłada się na stół i przy pomocy przesuwnych ciężarów, przygotowuje się przewidziane obciążenie na ramieniu wahadłowym, po czym obciąża się go statycznie, ciśnieniem hydraulicznym, działającym na tłok, sztywno związany ze stołem; po uzyskaniu równowagi i odnotowaniu ugięcia i strzałki dokonywa się próby dynamicznej, przez wprowadzenie ręcznie w ruch wahadłowy dźwigni z ciężarami, poddając resor zmiennym obciążeniom o częstotliwości i w czasie w/g przewidzianych warunków. Maksymalne obciążenie dynamiczne próbne, przeliczone na odpo-



Rys. 21.

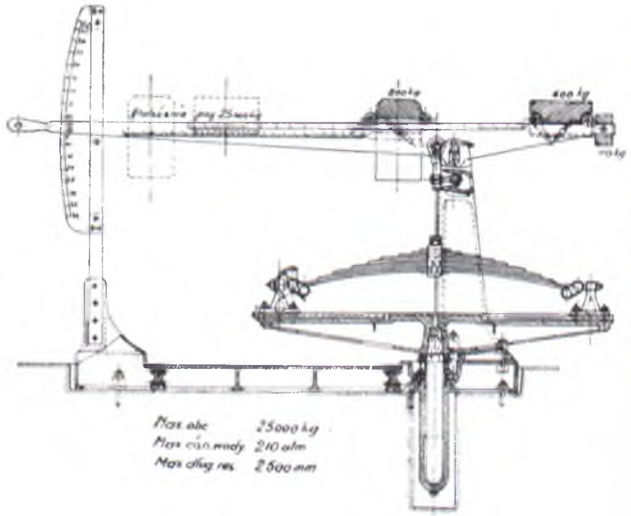
wiedni przyrost ugięcia, ponad ugięcie pod obciążeniem statycznym, odczytuje się przy próbie na, zaznaczonej na rysunku, skali kołowej, w pobliżu rączki do wywoływania wahań.

Bardziej nowoczesne maszyny do prób dynamicznych posiadają napęd mechaniczny do wywoływania ugięć resoru. Rys. 23 podaje całkowicie zmechanizowaną maszynę statyczno-dynamiczną w wykonaniu f. Mohr u. Federhaff, a rys. 24 schemat zasadniczych jej mechanizmów. Badanie statyczne polega na unieruchomieniu urządzenia wahadłowego *(m, n, l, o, p)* i działaniu na resor, przy pomocy przekładni ślimakowej *d* i śruby pociągowej *e*, naciskającej przez tłok i stół *f* resor badany; między tłok i stół wstawiona jest hydrauliczna poduszka pomiarowa, wykazująca każdorazowe obciążenie resoru. Z chwilą uzyskania równowagi pod obciążeniem statycznym, nastawia się zmienny punkt obrotu *p* mechanizmu mimośrodowego *(n, l)* na odpowiedni skok, odpowiadający dopuszczalnemu obciążeniu dynamicznemu, odczytany na skali *q* i uruchamia mechanizm wahadłowy, sprzęgając z napędem koło zębate *m*, po czym resor zaczyna wykonywać serię ugięć, z częstotliwością, uzależnioną od ilości obrotów silnika napędowego.

III. KONTROLA FABRYKACJI I ODBIÓR RESORÓW

Fabrykacja resorów i jej właściwy poziom muszą być stale bacznie kontrolowane, celem zapewnienia możliwie najwyższej jakości elementowi tak odpowiedzialnemu jak resor samochodowy; leży to zarówno w interesie producenta, jak i odbiorcy, i obaj muszą interesować się prawidłowością procesów wytwórczych, ponieważ odbiór końcowy gotowego wyrobu nie zawsze wykryje błędy fabrykacji. Omawiając pobieżnie przebieg kontroli, należy zwrócić uwagę przede wszystkim na kontrolę jakości stali resorowej i prawidłowość obróbki cieplnej piór resorowych. Stal stopowa użyta na resory musi być starannie kwalifikowana wstępnie w pręciskach, przez badanie złomów płytek ulepszonych cieplnie, pobranych od głowy i stopy wlewka,, oraz badanie szlifów na wtrącenia niemetaliczne, których wielkość i ilość nie może przekraczać granic, ustalonych dla najwyższych gatunków stali konstrukcyjnych. Wreszcie przez badania mechaniczne próbek ulepszonych cieplnie.

Poza tym, dla stali resorowej, przeznaczonej na element pracujący przy maksymalnych obciążeniach, bardzo blisko granicy sprężystości, pożądanym jest określanie tej granicy (S_t), jako jedynie miarodajnej dla konstruktora resorów. Wreszcie dla określenia własności stali przy pracy dynamicznej celowym jest prowadzenie badań na zmęczenie tworzywa (maszyny Schencka lub Wöhlera). Ta ostatnia próba, przeprowadzona na normalnej, wypolerowanej próbce, nie może być miarodajna dla pracy pióra resorowego o po-



Rys. 22.

wierzchni nieidealnej, często posiadającej rysy po walcowaniu, względnie ślady młotkowania, będące potym źródłem pęknięć zmęczeniowych; niemniej wyniki próby zmęczeniowej mogą być wytyczną przy dobieraniu najbardziej odpowiedniego gatunku stali resorowej, względnie przy zmianie gatunku materiału. Następnie, przy kontroli fabrykacji należy zwrócić uwagę na prawidłową obróbkę cieplną. Kontrola równego wygrzewu piór i temperatury wygrzewu, hartowania i odpuszczania, mają tu znaczenie wielkiej wagi. Teoria, głoszona często o resorach, że najlepszy resor można dostać u specjalisty kowala, który hartuje na oko, a temperatury odpuszczania kontroluje przez pocieranie pióra kawałkiem drzewa, powinna być zwalczana i ustępować miejsce dążeniu do opanowania metod produkcji.

Odbiór resorów samochodowych można podzielić na 3 fazy: a) odbiór stali resorowej, b) odbiór wymiarowy i próby obciążeń na prasie gotowego resoru, c) próba trwałości resoru.

a) Badanie jakości stali resorowej zaczyna się od kwalifikacji wstępnej materiału, co zostało już

omówione i ta faza odbioru powinna należeć do huty wytwarzającej stal. Huta wystawia świadectwo jakości, gwarantujące dopuszczenie do przerobu tylko zdrowych części rygli o podanych własnościach. Odbiorca natomiast przeprowadza badania własności mechanicznych próbek, ulepszonych cieplnie na wymagane warunki końcowe (R_r, Q_r, S_r, A, U), i próby technologiczne gięcia pióra i uderzenia. Próba gięcia polega na wyginaniu pióra, ulepszonego cieplnie i wykrępowanego na promień $r = 70$ do 100 grubości pióra, aż do wywołania maksymalnych naprężeń przewidzianych dla obciążenia dynamicznego resoru. Obciążenie próbne wylicza się ze wzoru:

$$\frac{P}{2} \cdot \frac{l}{2} = \frac{sh^2}{6} \cdot K_g$$

stąd

$$P = \frac{4 \cdot K_g}{6 \cdot 600} \cdot s \cdot h^2 = \frac{sh^2}{900} \cdot K_g$$

gdzie k_g = 100—120 kg mm², zależnie od gatunku stali; czas trwania obciążenia minimum 5 min., przy czym pierwsze obciążenie powinno dać osiadanie maksimum 1% ugięcia a drugie obciążenie osiadanie równe zeru. Próba uderzenia przewidziana jest w warunkach technicznych włoskich i francuskich. Warunki włoskie mówią: pióro resorowe o długości 200 mm, ulepszone cieplnie podparte na dwóch podporach odległych o 100 mm uderzane jest w środku ciężarem 25 kg z wysokości

$$H^m = \frac{s \cdot h^{mm^3}}{400 \div 650}$$

trzykrotnie z każdej strony, po czym nie mogą powstać żadne ślady pęknięć czy naderwań. Warunki francuskie przewidują: pióro podparte na dwóch podporach odległych o 100 mm uderzane jest dwukrotnie ciężarem 50 kg zaokrąglonym na $r = 25$ mm z wysokości

$$H^{cm} = \frac{s \cdot h^{mm^3}}{4}$$

i nie może wykazać pęknięć; następnie liczy się ilość uderzeń potrzebnych do pęknięcia pióra.

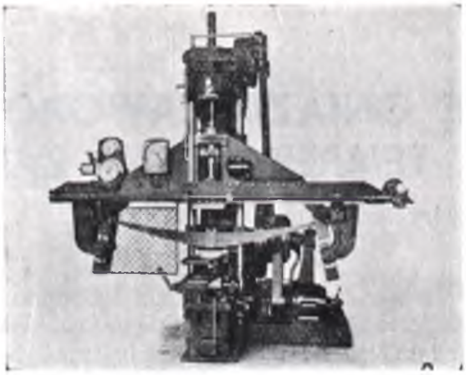
Pióra resorowe, obrobione cieplnie, powinny być przez producenta zbadane w 100% na twardość (Brinell, Rockwell), po czym odbiór sprowadza się do sprawdzenia kilku procent resorów zgłoszonych. Odcisk wykonywa się zwykle przy końcu pióra, w miejscu zaszlifowanym nie głębiej jak 0,3 mm; pióro główne należy badać w odległości kilku cm od ucha, które jest przez niektóre wytwórnie wyżarzane po odpuszczeniu, wskutek czego twardość jego jest znacznie mniejsza niż całego pióra.

b) Odbiór wymiarowy i próby na prasie: badanie wymiarów sprowadza się przede wszystkim do kontroli profilów użytych na pióra i ich długości, grubości resorów w środku, szerokości i średnicy uszu i luzów międzypiórowych. Tolerancje walcowanych profilów są następujące:

Normy	włoskie	niemieckie	austr.
grubość	± 0,25	+ 0,3 — 0	+ 0,3 — 0,1
szerokość	± 0,5	± 0,5	± 0,5

Normy	ameryk.	kraj. prod. res.
grubość	do 1/2" ± 0,25 1/2"—5/8" ± 0,4	± 0,2
szerokość	1"—2" ± 0,4 2"—6" ± 0,8	+ 0 — 1 lub ± 0,5

Luzy międzypiórowe w gotowym resorze powinny być jak najmniejsze i są one dowodem jakości spasowania piór. Luzy te, mierzone szczelinomierzem, nie powinny przekraczać 0,5 mm, na długości nie większej jak 50 mm. Próba statyczna na prasie polega na obciążeniu resoru siłą dynamiczną, odciążeniu go do zera i następnym obciążeniu siłą statyczną. Zanotowane ugięcie pozwala obliczyć sprężystość, a odjęte od strzałki w stanie wolnym, daje strzałkę pod odnośnym obciążeniem. W tym miejscu należy zwrócić uwagę na dwa zagadnienia: pierwsze wiąże się z t.zw. zjawiskiem „histerezy" resoru, polegającym na tym, że tarcie międzypiórowe powoduje to, że resor, obciążany i odciążany aż do uzyskania stanu równowagi na prasie, przy tym samym obciążeniu, wykazuje inne wielkości ugięć, a zatym i strzałek. Różnice te wprawdzie są nieznaczne, o ile resor jest dotarty i dobrze nasmarowany, ale odbiorca w każdym razie powinien ustalić w jaki sposób resory będą badane, przy czym stosuje się przeważnie badanie strzałek przy obciążaniu resoru, przez analogię do resorów kolejowych, choć słuszniej byłoby dla resorów samochodowych uznać za miarodajną strzałkę przy odciążaniu resoru. Rys. 25 daje wykres obciążania i odciążania dla resoru Nr 1, podanego na rys. 9. Druga sprawa, to zagadnienie uzgodnienia tolerancji sprężystości (ugięć) i strzałek resoru pod obciążeniem. Często konstruktor i odbiorca nie rozumieją, że: po pierwsze producent nie ma wpływu na sprężystość resoru, która przy prawidłowej obróbce termicznej i zachowaniu wymiarów piór zależy jedynie od konstrukcji resoru, po drugie — strzałka w stanie wolnym i strzałka pod obciążeniem (jedynie miarodalna dla samochodu) nie mogą jednocześnie zadośćczynić rysunkowym wymiarom, ponieważ są one powiązane wielkością ugięcia, które waha się w szerszych granicach niż tolerancja fabrykacyjna strzałek, ze względu na wpływ na nie zmiennej grubości piór, smarowania oraz siły dokręcenia śrub chomątkowych i śruby wiążącej. Dlatego odbiorca, rozumiejący fabrykację resorów, zwraca uwagę tylko na zachowanie wielkości strzałki pod obciążeniem statycznym, dopuszczając strzałki w stanie wolnym większe od rysunkowych, w wypadku większej sprężystości,



Rys. 23

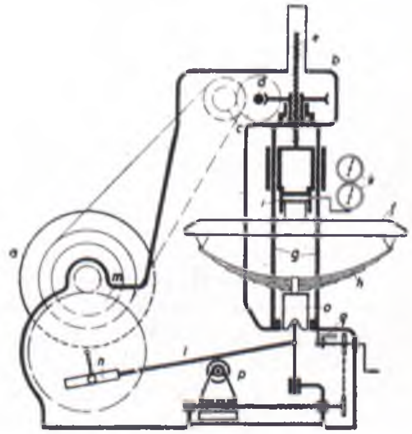
i naodwrót. Byle sprężystość była zawarta w przewidzianych granicach. Na zasadzie praktyki tolerancje strzałek, sprężystości i odległości uszu, możliwe do utrzymania przy fabrykacji seryjnej resorów są następujące:

Odchyłki na sprężystość f_{100}	do 10 mm/100 kg	$\pm 8\%$
	11 — 20 „	$\pm 7\%$
	21 — 30 „	$\pm 6\%$
	ponad 30 „	$\pm 5\%$
odchyłki na strzałkach pod obc. statycznym F_{stat} przy odległości uszu L	< 1000 mm	$\pm$ 2,5 mm
	1500 mm	$\pm$ 3 „
	2000 „	$\pm$ 4 „
odchyłki na odległości uszu pod obc. stat. L_{stat} przy L	1000 „	$\pm$ 4 „
	1500 „	$\pm$ 5 „
	2000 „	$\pm$ 6 „

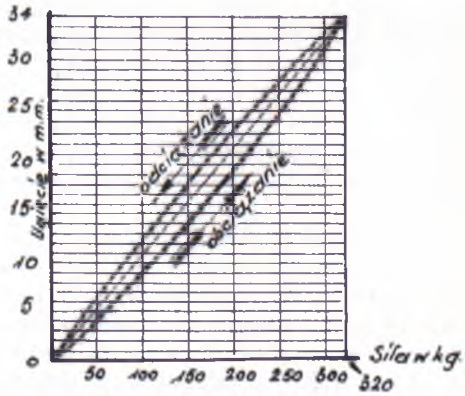
Próba dynamiczna polega na poddaniu resoru pełnemu wstrząsowi, zmierzeniu strzałki w stanie wolnym, następnie poddaniu resoru 60 pełnym wstrząsom w ciągu jednej minuty na maszynie do badań dynamicznych (np. jak na rys. 23) i zmierzeniu powtórnym strzałki, która może ulec zmniejszeniu o maksimum 2 mm. Ugięcie resoru przy próbie dynamicznej powinno odpowiadać przewidywanemu konstrukcją obciążeniu dynamicznemu i jest ono praktycznie 50—100% większe od ugięcia pod obciążeniem statycznym.

Próba statyczna powinna być przeprowadzona na minimum 10%, a dynamiczna na minimum 3% ilości zgłoszonych do odbioru resorów. Dla porównania podajemy przepisy francuskie i amerykańskie, dotyczące badania resorów na prasie; przepisy francuskie mówią: resor obciążony trzykrotnie maksymalną dopuszczalną siłą (P_{dyn}) nie powinien wykazać odkształceń trwałych, po czym poddany zostaje próbie obciążenia zmiennego (50 ugięć na min.), wzrastającego od zera do 80% powyższej siły, wreszcie zostaje przeprowadzona próba przeciążenia (2% resorów) siłą o 50% większą od pierwszego obciążenia użytego do próby i resor powinien się przy tym odkształcić, ale bez naderwań i pęknięć. Przepisy amerykańskie przewidują obciążenie próbne większe o 50% od normalnego obciążenia użytkowego, poczym po pierwszym obciążeniu osiadanie może wynieść max. $\frac{1}{32}$ a przy drugim i trzecim obciążeniu — zero.

c) Próba trwałości resoru jest najistotniejszą dla wytwórcy i użytkownika samochodu. Wyniki tej próby są widomym dowodem odpowiednio dobranego i wysokowartościowego gatunku stali, dobrej konstrukcji i starannej fabrykacji. Wnioskowanie o odporności resoru na obciążenie trwałe, na zasadzie wyników prób zmęczeniowych, przeprowadzonych dla stali resorowej, jak już wspomniano wyżej, nie może być brane pod uwagę; również zastosowanie maszyn do prób dynamicznych celem długotrwałych badań zmęczeniowych resoru (co zalecane jest w katalogach tych maszyn) nie da nam pożądanego wyniku ze względu na odmienny charakter obciążeń (częstotliwość, kierunek w odniesieniu do zawieszenia) resoru na maszynie i w wozie; zresztą dla małych częstotliwości, stosowanych w tych maszynach, obliczywszy niezbędną ilość przegięć (wychodząc ze śred-



Rys. 24.



Rys. 25.

niej częstotliwości drgań własnych resorów samochodu i minimalnego przebiegu kilometrowego) próba taka ciągnęłaby się całe miesiące. Dlatego wydaje się jedynie racjonalnym badanie resorów bezpośrednio na wozie próbnym. Rzeczywiste warunki drogowe, wiraże, zrywy i hamowania, mogą dopiero sprawdzić właściwości resorów, po czym, po zrewidowaniu ich konstrukcji, można przystąpić do seryjnej fabrykacji. Warunki podobne w pewnym stopniu do rzeczywistej pracy resorów można odtworzyć, budując przy fabryce samochodów doświadczalną maszynę kołową (kierat), analogiczną do stosowanych w fabrykach opon samochodowych, na której resor obciążony biegałby z normalną szybkością po torze, odtwarzającym przeciętną drogę.

B. Lessmann
ing. dipl. de l'Université de Caen

BADANIA NAD ZUŻYWANIEM SIĘ GNIAZD ZAWOROWYCH ORAZ SPOSOBEM OBNIŻENIA TEMPERATURY ZAWORU

(opracowane na podstawie danych, zawartych w „Journal of I. A. E.“)

W roku 1937 zakończono w Laboratorium Institution of Automobile Engineers badania nad zużywaniem się gniazd zaworowych, przedsiębrane już przed pięciu laty, lecz nie doprowadzone wtedy do końca. Badania były prowadzone z dużym nakładem kosztów i w warunkach możliwie idealnych. W tym celu użyto zamiast silnika, specjalnie skonstruowanego aparatu.

Aparat ten, przedstawiony na rys. 1, składa się z cylindra, w którym umieszczono palnik z dopływem powietrza głównego i dodatkowego, pozwalającym na regulację mieszanki w bardzo szerokich granicach, i ze specjalnej głowicy, ze sterowanym z góry zaworem, współpracującym z wymiennym gniazdem, wykonanym z materiału, który ma być poddany badaniom. Na głowicy przewidziano możność umieszczenia mikromierza, do pomiarów wielkości zagłębienia zaworu w gnieździe. Dla ustalenia temperatury zaworu wmontowano pyrometr optyczny. Wreszcie w uszczelce głowicy umieszczono przewody termopary, pozwalającej na określenie temperatury gniazda.

Zużycie gniazda mierzone było zagłębieniem się zaworu, jednak odczytane pomiary dały sumę zużycia się gniazda zaworowego i samego zaworu, oraz błąd pochodzący z ewentualnego wyboczenia się trzonka zaworu lub zdeformowania jego końca. W większości prób, wykonanych z zaworami ze stali austenitycznej, zmierzone zagłębienie się zaworu pochodziło prawie wyłącznie ze zużycia się gniazda, co ustalone zostało przez skrupulatne pomiary grzybka i trzonka zaworu po dokonanej próbie.

Do każdej próby trwającej około 50 godzin użyto nowego gniazda i zaworu. Stosowano niemal we wszystkich próbach gniazda żeliwne, oraz zawory z materiału, mającego obecnie szerokie zastosowanie, o procentowym składzie chemicznym, oraz twardości w jednostkach Brinella, podanych w poniższej tabeli:

TABELA I.

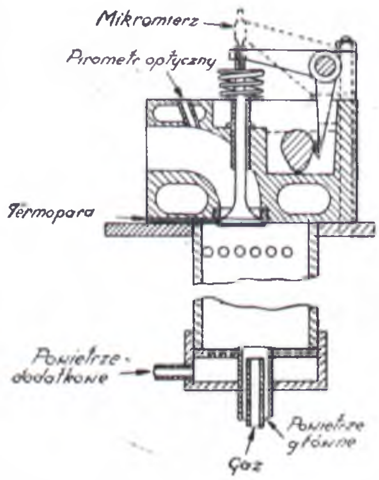
Element i materiał	Skład chemiczny				Twardość Brinella
gniazdo żeliwne	węgiel wolny „ związany krzem	3,33 0,59 2,05	mangan fosfór chrom	0,58 0,43 0 29	232
zawór ze stali austenitycznej	węgiel krzem mangan	0 41 0,92 0.79	nikiel chrom wolfram	14,7 14,0 2,07	245
zawór ze stali chromowo-krzemowej	węgiel krzem mangan	0,42 2,91 0,61	nikiel chrom	0,27 8,4	298

Wpływ spalin

Badania przeprowadzono na opisanym wyżej aparacie, przy szybkości wału rozrządczego 1200 obr/min. i luzie zaworowym 0,5 mm. Szybkość zamykania się w chwili siadania zaworu wynosiła 0,6 m/sek. Do próby użyto zaworu ze stali austenitycznej, a gniazda żeliwnego. (patrz tabela I). Przez cały czas próby była utrzymywana stała temperatura zaworu, wynosząca 790°. Jako paliwa użyto kolejno dwóch mieszanek, dających spaliny o następującym składzie:

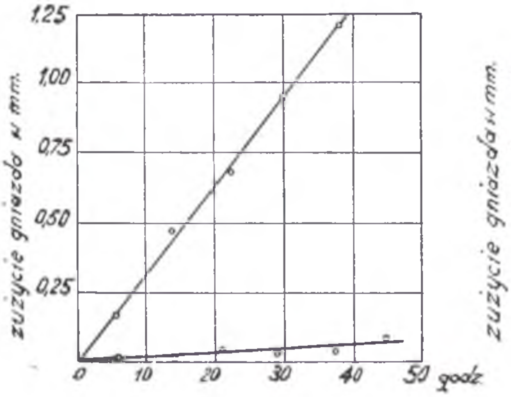
TABELA II.

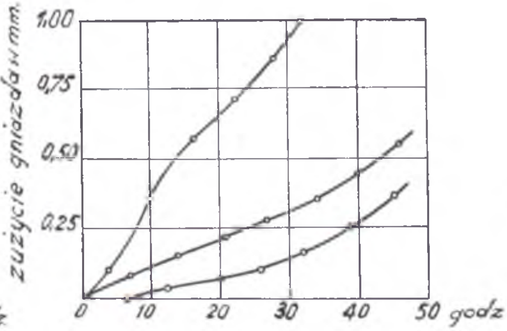
Spaliny	% CO_2	% CO_2	% CO
utleniające	6.0	8,0	0
redukujące	8,0	—	4.0



Rys. 1. Przyrząd pomiarowy.

Rys. 2.





Rys. 3.

Wpływ składu mieszanki na zużycie gniazda.

Osiągnięte wyniki przedstawiono graficznie na rys. 2. Są one prawdziwą r e w e l a c j ą! Już po 40 godz. pracy zużycie gniazda przy spalinach u t l e n i a j ą c y c h było blisko 20 - k r o t n i e wyższe, niż przy spalinach r e d u k u j ą c y c h.

Dla potwierdzenia tych wyników przeprowadzono badania na silniku o pojemności 500 cm³, przy 3000 obr/min., średnim ciśnieniu 5 kg/cm², zaworze ze stali austenitycznej i gnieździe żeliwnym. Temperatura zaworu, mierzona przy pomocy pirometru optycznego, wynosiła około 700°. Temperatura ta była utrzymywana jako stała przy różnych mieszankach paliwowych. Temperatura gniazda wynosiła około 280°. Luz zaworowy wynosił 0,25 mm na zimno i dochodził do 0,5 mm na gorąco.

Napotkano na wielkie trudności z pędzeniem silnika na mieszankach odbiegających od normalnie stosowanych.

Przy mieszance bogatej spaliny zawierały od 5% do 10% CO (średnio 8,4%) i nie można było uwolnić się całkowicie od tlenu, którego zawartość wynosiła średnio 0,6%. Stosunek benzyny do powietrza wynosił 0,086.

Przy mieszance ubogiej spaliny zawierały średnio 3,4% tlenu, a zawartość CO wynosiła 0,8%. Stosunek benzyny do powietrza był 0,058.

Wyniki badań, ujęte graficznie na rys. 3, potwierdzają w zupełności poprzednie badania: największe zużycie gniazd było przy użyciu mieszanki ubogiej, a najmniejsze przy mieszance bogatej. Zużycie gniazd przy mieszance, pozwalającej na osiągnięcie największej mocy, zawiera się pomiędzy tymi dwoma, ale jest znacznie bliższe zużycie przy mieszance bogatej.

Zjawisko bardzo szybkiego zużywania się gniazd przy ubogiej mieszance tłumaczy się tym, że ulegają one szybkiemu utlenieniu, wskutek dużej zawartości tlenu w spalinach. Powstałe tlenki nie przylegają dostatecznie ściśle do gniazda i zostają zniesione uderzeniami zaworu.

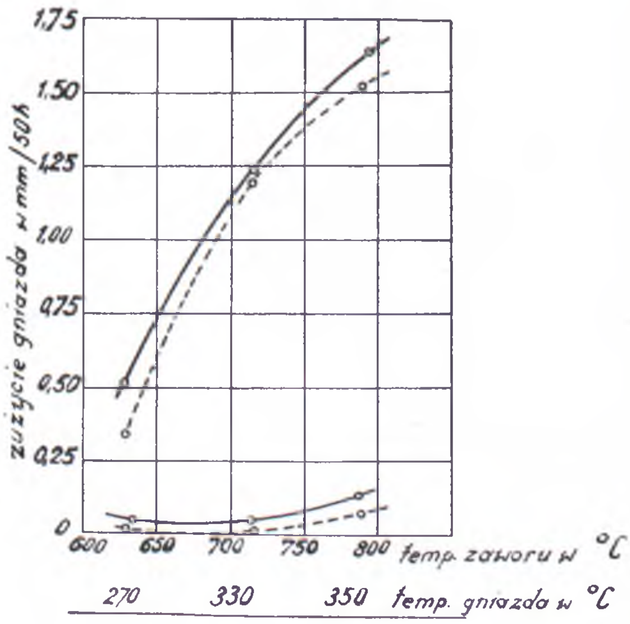
Należy zauważyć, że znany fakt szybszego zużywania się gniazd zaworowych przy stosowaniu ubogich mieszanek przypisywano dotychczas, najzupełniej niesłusznie, wyższej temperaturze, tymczasem (jak to widać w dalszym ciągu) temperatury osiągane przez gniazda przy mieszankach ubogich są niższe, niż przy mieszankach teoretycznie właściwych.

Wpływ paliw uodpornionych na detonację

Wyżej opisane badania, których wyniki podano na rys. 3, powtórzono z mieszanką uodpornioną czteroetylkiem ołowiu w ilości 0,75 i 1,5 cm³ na 1 litr mieszanki. Stwierdzono nieznaczny wzrost zużycia gniazda zaworowego, który jednakowoż był rzędu błędów pomiarowych.

Wpływ temperatury

Pomiary dokonane na silnikach wykazały, że temperatury maksymalne osiągane przez zawory są bardzo wysokie i wahają się dla różnych silników od 640° do 850°. Nasuwało się przypuszczenie, że tak wysokie temperatury nie mogą pozostawać bez wpływu na zużywanie się gniazd. W tym celu przeprowadzono na opisanym już aparacie badania dla określenia ilościowego wpływu temperatury na szybkość zużywania się gniazd żeliwnych, przy dwóch rodzajach zaworów. (Składy podane w tabeli I). Czas każdej próby wynosił 50 godzin.

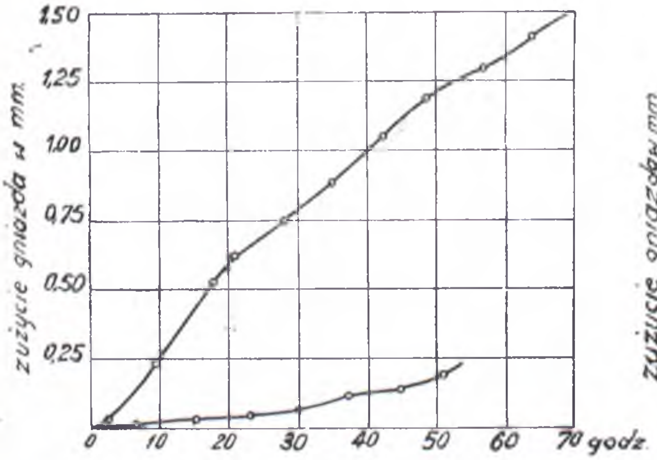


Rys. 4. Wpływ temperatury zaworu i spalin na zużycie gniazda (krzywa ciągła) — zawór ze stali Cr-Si krzywa przerywana — zawór ze stali austenitycznej.

Analogiczne badania przeprowadzono dla spalin: utleniających i redukujących (patrz tabela II).

Wyniki badań przedstawiono graficznie na rysunku 4. Dwie krzywe górne odnoszą się do spalin utleniających. Widać, że zużycie wzrasta bardzo gwałtownie, ze wzrostem temperatury, przy spalinach utleniających i dość nieznacznie, przy spalinach redukujących.

Rodzaj stali użytej na zawór nie pozostaje też bez wpływu na zużycie gniazd; zużycie to przy zaworach ze stali chromo-krzemowej (krzywa ciągła) było nieco wyższe, niż przy zaworach ze stali austenitycznej. (krzywa przerywana).



Rys. 5. Wpływ luzu popychaczy na zużycie gniazda.

Wpływ luzu zaworowego

Dla zbadania wpływu luzu zaworowego na szybkość zużywania się gniazd zaworowych użyto na aparacie doświadczalnym zaworu ze stali austenitycznej, którego temperatura w czasie doświadczenia osiągnęła 715° i gniazda żeliwnego, którego temperatura w tym samym czasie wynosiła 335°. Wał rozrządczy obracał się z szybkością 1250 obr/min. Pomiarów dokonano przy luzach 0,15 mm i 0,50 mm. Szybkości zamykania zaworu wynosiły odpowiednio: 0,35 m/sek. i 0,70 m/sek.

Wyniki, przedstawione graficznie na rys. 5, wykazują szybki wzrost zużycia ze wzrostem luzu: przy luzie 0,5 mm zużycie było blisko 8 razy większe, jak przy luzie 0,15.

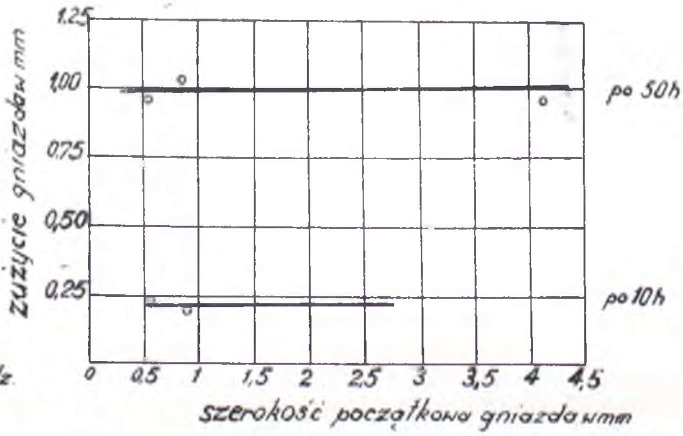
Wpływ szerokości gniazda

Obserwacje poczynione uprzednio naprowadziły na myśl, że wielkość powierzchni styku zaworu i gniazda nie ma wpływu na jego zużycie. Badania na aparacie pomiarowym z gniazdem żeliwnym i zaworem ze stali austenitycznej, dokonane w temperaturze, jak poprzednio, 715°, przy stałym luzie zaworowym 0,5 mm, potwierdziły te domysły.

Wyniki liczbowe przedstawiono graficznie na rys. 6. Widać z nich, że zużycie jest stałe przy rozmaitych szerokościach gniazda. Istotnym czynnikiem dla zużycia gniazda jest więc uderzenie zaworu w gniazdo przy siadaniu, a nie nacisk jednostkowy.

Wpływ siły sprężyn zaworowych

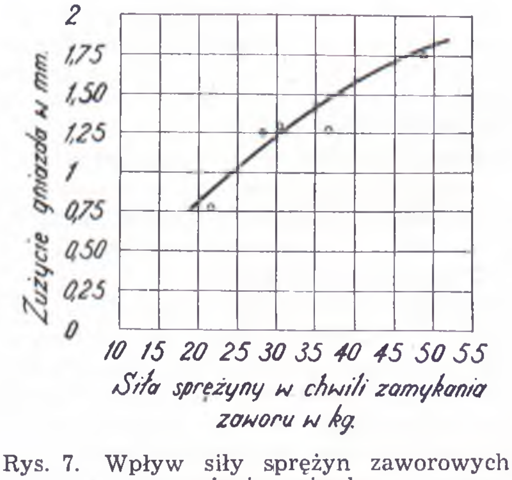
Badania przeprowadzono na tym samym aparacie pomiarowym. Do prób użyto zaworu ze stali austenitycznej, przy temperaturze 715° i gniazda żeliwnego. Szybkość zamykania się zaworu wynosiła 0,60 m/sek. Próba trwała 50 godzin. Siłę sprężyn zmieniano przez nakładanie podkładek i przez wyjmowanie sprężyny wewnętrznej. Wyniki ujęto graficznie na rys. 7. Widać z nich, że zużycie wzrasta prawie proporcjonalnie do siły sprężyn.



Rys. 6. Wpływ szerokości gniazda na jego zużycie.

Wpływ materiału

Na aparacie pomiarowym, wykonano próby z około 30 rozmaitymi materiałami na gniazda. Zawory stosowano wyłącznie ze stali austenitycznej, używając do każdej próby nowego zaworu. Próby były wykonane w temperaturze 715°, ze spalinami utleniającymi i przy luzie zaworowym 0,5 mm, to jest w warunkach, jak widać z tego, co powiedziano wyżej, wybitnie sprzyjających szybkiemu zużywaniu się gniazd.



Rys. 7. Wpływ siły sprężyn zaworowych na zużycie gniazda.

Na tablicy III zestawione są materiały gniazd i szczegółowe wyniki tych badań. Tablica podaje również współczynnik rozszerzalności, który gra dużą rolę przy wyborze gniazd zaworowych, a to ze względu na uniknięcie ich deformacji w wypadku, gdy np. głowica ma współczynnik rozszerzalności dużo mniejszy od samego gniazda. Na rys. 8 przedstawiono te same wyniki graficznie. Na podkreślenie zasługują doskonałe wyniki osiągnięte z gniazdami: z metalu Monel, stellitowany-

TABELA III.

ZESTAWIENIE WYNIKÓW ZUŻYCIA ZAWORÓW I GNIAZD

(Stopy żelaza)

Materiał	Skład procentowy	Twardość Brinella	Współcz. rozszerzalności $\times 10^6$ dla temp. 25°—200°C.	Zużycie gniazda w mm. na 50 godz.	Uwagi
Żeliwo A	C—3,33; C-związany—0,59, Si—2,05; Mn—0,58; P—0,43, Cr—0,29.	232	11,6	1,20	Szybkość zużycia stała. Ślady wżerów na zaworach.
„ B	C—2,33; C związany—0,63; Si—2,51; Mn—0,57, P—0,72	286	12,0	0,75	Zużywanie się nierówne, ale mniej wżerów niż przy A.
„ C	C—3,0; Si—1,8; Cr—3,0; Mo—5,0;	402	12,4	0.9	Gniazdo w doskonałym stanie. Lekka rysa na zaworze.
„ D	C—3,36; C związany—0,74; Si—1,93; Mn—0,83; P—0,64 Ni—0,44; Cr—0,43.	262	12,2	1.1	Gniazdo w doskonałym stanie. Lekka rysa na zaworze.
„ D term. obr.	skład j. w. Hartowanie w oleju w temp. 840°, potem 480° C.	340	—	0,91	Zużycie gniazda zmniejszyło się o 16%. Zawór też lepszy.
Żeliwo E	C—3,25; C zwiaąz.—1,37; S—2,11; Mn—0,94; S—0,067 P—0,38; Ni—0,15; Cr—0,68.	290	12,9	0,95	Gniazdo w dobrym stanie. Lekkie wżery na zaworze.
„ F	C—2,25 — 2,75; Si—2,25 — 2,75 Mn—0,5 — 1,0; Cr—1,1 — 1,5	248	—	1,16	Ślady zgorzeli (zendry) na gnieździe, ale nie ma wżerów ani na gnieździe ani na zaworze.
„ G	C—2,61; Si—3,24; Mn—0,6; P—0,36; Ni—26,1; Cr—4,15	174	16,2	1,4	Nieznaczne ślady wżerów.
„ H	C—3,0; C związ.—1,8; Si—2,28; Cr—1,0; Mo—1,0; Mn—1,86; P—0,415	217	—	1,18	Gniazdo i zawór w dobrym stanie. Ślady zgorzeli (zendry) na gnieździe.
„ H term. obr.	skład j. w Hartowane w powietrzu od temp. 900°—910 szybko, potem od temp. 650° wolno.	420	—	0,35	Gniazdo i zawór w dobrym stanie. Zużycie zmniejszyło się do ⅓ poprzedniego.
Żeliwo austenityczne	C—2,8; Si—2,0; Ni—14,0 Cr—2,5; Cu—6,5;	196	18,4	0,66	Gniazdo w dobrym stanie.
Żeliwo chromowe	C—2,07; Si—2,68; Cr—32,0;	418	10,7	0,19	Gniazdo w doskonałym stanie. Lekka rysa na zaworze.
Stal szybkotnąca normal	W—14,0; C—0,78; Cr—1,3;	228	12,5	0,125	Gniazdo w doskonałym stanie. Lekka rysa i wżery na zaworze.
Stal szybkotnąca term. obr.	skład j. w. Hartowana w oleju w temp. 1150°, i w powietrzu od 720°	590	13,3	<0,02	j. w.
Stal NiMnCr	Ni—12,0; Mn—5,0; Cr—4,0;	195	22,3	0 35	Gniazdo w doskonałym stanie. Ślady rys i wżerów na zaworze.
Stal węglowa	C—0,35	139	—	1,02	Gniazdo w doskonałym stanie. Ślady zgorzeli (zendry) i wżerów na zaworze.

(Metale kolorowe)

d. c. TABELI III

Materiał	Skład procentowy	Twardość Brinella	Współcz. rozszerzalności ×10⁶ dla temp. 25°—200°C.	Zużycie gniazda w mm. na 50 godz.	Uwagi
Brązal lany	Cu—80,7; Al—9,87;	150	18,2	1,0	Gniazdo w dobrym stanie. Wyraźne rysy na zaworze.
Brązal kuty	Cu—87,9; Al—9,9	228	18,5	0,64	Gniazdo w dobrym stanie. Rysy i wżery na zaworze.
Stop aluminiowy D.T.D. 191		92	25,5	2,1	Gniazdo silnie wyżarte. Ślady wytopienia metalu.
Brąz berylowy	Be—2,0; Cu—reszta	332	18,7	0,125	Gniazdo i zawór w dobrym stanie.
Powłoka chromowa	—	—	—	0,150	Zużycie równomierne do zaniku powłoki chromowej. Zawór zarysowany.
Mosiądz specj.	Cu—82,5; Zn—14,6; Al—1,0; Ni—0,72; Si—0,76	212	18,4	0,87	Gniazdo w dobrym stanie. Zawór po próbie wyżłobiony na głęb. 0,2 mm.
Melchior specj.	Cu—72,5; Ni—6,0; Al—1,5; Si—0,76	178	18,8	0,95	Gniazdo w dobrym stanie. Zawór silnie porysowany.
Spiż specj.	Cu—83,95; Zn—10,95; Sn—4,46; Al—0,2; Fe—0,4; P—0,04	137	18,5	0,90	Gniazdo w stanie złym i obluzowane w głowicy. Plastyczne odkształcenie metalu.
Metal Monel	Ni—67,4; Cu—28,4; Fe—2,46; Mn—1,05; C—0,19.	149	14,5	0,05	Gniazdo i zawór w doskonałym stanie.
„ Monel K	Ni—66,2; Al—29,9; Cu—2,93; Fe—1,35;	265	15,6	0,05	Gniazdo w doskonałym stanie. Zawór lekko zarysowany.
Stop niklowy	Ni—60,0; Fe—16,0; Cr—15,0; Mo—7,0; Mn—2,0; Be—0,7	321	12,9	0,10	Gniazdo i zawór w doskonałym stanie.
Powłoka stellitowa	—	641	—	0,075	Gniazdo i zawór w doskonałym stanie.

mi, z żeliwa chromo-molibdenowego (C), ze stopu niklowego, z brązu berylowego i wreszcie z żeliwa chromowego o zawartości 32% Cr., — wykazującymi zużycie od 0 do 0,25 mm po 50 godzinach.

Podkreślić również należy dużą rozpiętość wielkości zużycia, między wyżej wymienionymi materiałami, a pozostałymi, wykazującymi około 1 mm na 50 godzin.

Próby z innymi materiałami zaworowymi

Jak widzieliśmy z wykresu na rys. 4 materiał użyty na zawór ma pewien wpływ na zużywanie się gniazd. Badania te powtórzono z całym szeregiem stali. Poniższa tabelka podaje ich skład procentowy.

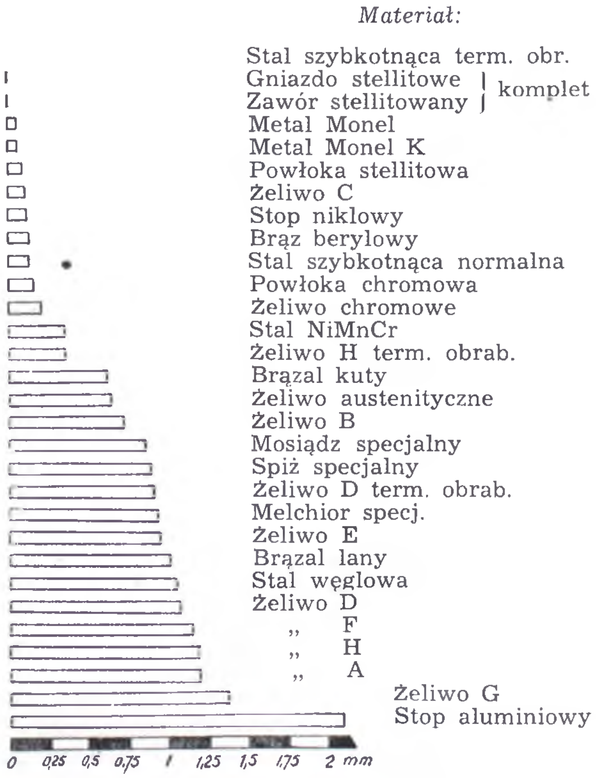
Stale A, F i G są stalami austenitycznymi.

Badania prowadzone były na wyżej opisanym aparacie, w temperaturze 715°, przy luzie zaworowym 0,5 mm i spalinach utleniających. Skład procentowy spalin jak w tabeli II: CO_2 — 6%, O_2 — 8%, CO — 0%.

Czas trwania próby wahał się od 20 do 60 godzin, zależnie od deformacji samego zaworu. Do

Stal	Skład procentowy					
	C	Ni	Si	Cr	W	Mn	Mo
A	0,41	14,72	0,92	14,0	2,07	0 79	—
B	0,46	0,29	2,64	7,2	—	—	0,54
C	0,43	0,09	3,65	2,72	—	—	—
D	0,45	0,5	2 55	9,4	—	—	—
E	0,60	—	1,5	6,0	—	0,3	—
F	0,11	—	1,75	21,5	—	—	—
G	0,36	6,6	1,0	21,7	3,03	—	—

wszystkich prób użyto gniazda żeliwnego o składzie podanym w tabeli I. Wyniki ujęto w wykresie (rys. 9).



Zużycie w mm zagłębienia zaworu w ciągu 50 godz.

Rys. 8. Graficzne ujęcie wyników osiągniętych z różnymi materiałami gniazd.

Najmniejsze zużycie gniazda uzyskano przy zaworze ze stali D, sam zawór jednak uległ deformacji zupełnie dyskwalifikującej ten materiał.

Najmniejszym deformacjom uległy zawory ze stali: A, F i G, tj. ze stali austenitycznych, oraz zawór stellitowany. Z tych najmniejsze zużycie gniazda dały zawory ze stali F i G.

Badania te, wykazując wyraźną przewagę stali austenitycznych, potwierdzają poprzednio zaobserwowane zjawisko.

Wniosek:

Opisane wyżej badania wskazują, że przyczynami nadmiernego zużywania się gniazd zaworowych są wysokie temperatury, ubogie mieszanki, luzy zaworowe i silne sprężyny.

Rozpatrzmy z kolei możliwości zapobiegania tym szkodliwym czynnikom:

1) obniżenie temperatury zaworu i gniazda (w dalszym ciągu zobaczymy, że np. zmniejszenie średnicy cylindra, wydłużenie prowadnika zaworu, powiększenie średnicy trzonka zaworu dają doskonałe wyniki),
2) skasowanie luzów zaworowych, przez stosowanie samoczynnej regulacji,
3) dobór odpowiednich materiałów.

Ten ostatni sposób zapobiegania zużyciu wydaje się najbardziej celowy, zważywszy doskonałe wyniki z niektórymi metalami, w najbardziej niekorzystnych warunkach (wysoka temperatura, duży luz zaworowy, spaliny utleniające). W podanej tabeli metali przoduje co do wyników stal szybkotnąca hartowana, nie wydaje się jednak godną polecenia ze względu na trudną obrabialność i wysoką cenę. Dotyczy to również stellitu; godnym polecenia natomiast jest metal „Monel“, który wydaje się najlepszym zwłaszcza w zastosowaniu do aluminiowej głowicy.

BADANIA NAD SPOSOBEM OBNIŻENIA TEMPERATURY ZAWORU

Jak już zostało podkreślone poprzednio, temperatury osiągane przez zawór są bardzo wysokie i wahają się od 640 do 850°. Przeprowadzono więc z kolei badania nad możliwością obniżenia tych temperatur tak niebezpiecznych dla organów silnika.

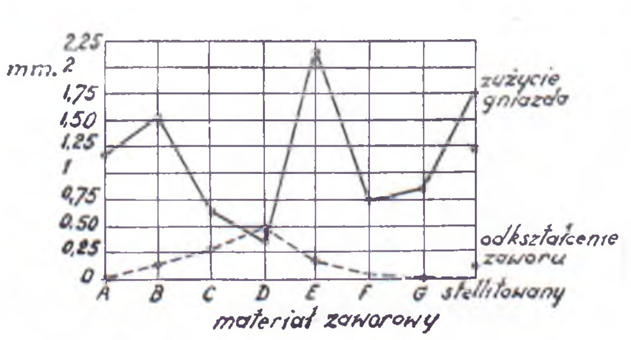
Wszystkie badania wykonano tym razem na silnikach.

Wpływ ilości obrotów i średnicy cylindrów

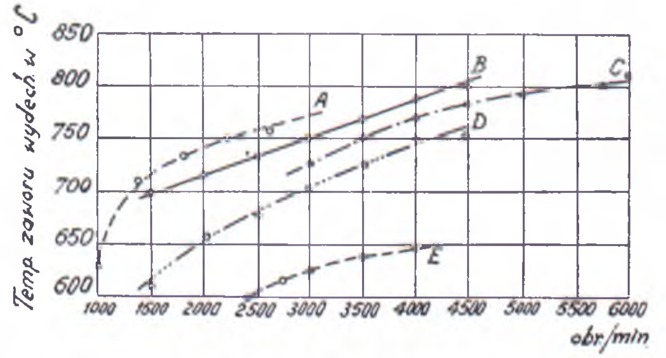
Pomiary przeprowadzone na 5-ciu różnych silnikach o następującej charakterystyce:

	Średn. cyl. i skok	**Średnica zaworu**
A-Silnik do ciężarówki	95×126	43,65
B-Silnik 1-cyl. chłodzony wodą	85,7×85,7	44,45
C-Silnik 1-cyl. chłodzony powietrzem	80×99	41,27
D-Silnik do wozu turystycznego	75×112	39,69
E-Silnik do wozu turystycznego	61,25×84,6	30,16

Wyniki przedstawiono graficznie na rys. 10. We wszystkich silnikach temperatura zaworu rośnie, prawie liniowo, z ilością obrotów. Dokładniejsza obserwacja otrzymanych wyników nasuwa



Rys. 9. Wpływ materiału użytego na zawór na zużycie gniazda.



Rys. 10. Wpływ ilości obrotów silnika na temperaturę zaworu.

przypuszczenie, że taką samą rolę jak ilość obrotów gra również średnica cylindrów. Dla potwierdzenia tego wniosku pomierzono temperatury zaworów w 5-ciu silnikach o różnej średnicy cylindrów (według poprzednich danych) przy 2700 obrotach na minutę.

Otrzymane wyniki potwierdziły w zupełności te przypuszczenia: do ∅ 90 mm temperatury zaworów rosną bardzo gwałtownie, potem rosną dalej, ale już nieznacznie.

Wpływ paliw

Próby z silnikiem jednocylindrowym, chłodzonym wodą, wykazały, że przy 4000 obr/min. i użyciu metanolu temperatura zaworu wynosiła 735°, podczas gdy przy mieszance spirytusowej — 780°, a przy mieszance spirytusowo-benzolowej — 800°.

Na silniku chłodzonym powietrzem przy przejściu z mieszanki spirytusowej na metanol spadek temperatury zaworu wyniósł około 60° na całej gamie szybkości.

Wpływ kształtu prowadnika zaworu

Doświadczenia robione z silnikiem jednocylindrowym chłodzonym wodą wykazały, że wydłużenie prowadnika w kierunku grzybka zaworu dało przy 4000 obr/min. obniżenie temperatury zaworu o 40°C, w porównaniu z temperaturą przy prowadniku krótkim. Doświadczenia z długim prowadnikiem, wykonanym w ten sposób, że część jego od strony grzybka nie stykała się z trzonem zaworu, dało w rezultacie obniżenie temperatury o dalsze 10°C. Na silniku o ∅ 61,25 wydłużenie prowadnika spowodowało spadek temperatury zaworu o 12—20°. Wreszcie wykonano doświadczenie z prowadnikiem miedzianym tulejowanym brązem. Spadek temperatury zaworu wyniósł: 10° przy prowadniku krótkim i 30° przy—wydłużonym.

Wpływ średnicy trzonka zaworu

Powiększając średnicę trzonka zaworu z 8,7 mm na 10,2 mm otrzymano na silniku 1-cylindrowym chłodzonym powietrzem spadek temperatury zaworu o 20°, przy całej gamie szybkości.

Wpływ stopnia sprężania

Powiększenie w silniku 1-cylindrowym, chłodzonym powietrzem, stopnia sprężania z 6 na 7,9 — obniżyło temperaturę spalin o 25°, a temperaturę zaworu o 12°. Przy pracy na metanolu zaobserwowano zjawisko wprost przeciwne; temperatura spalin wzrasta nieznacznie ze wzrostem stopnia sprężania.

Przy zastosowaniu specjalnej głowicy i mieszanki o zawartości 50% benzolu jako paliwa, podniesiono stopień sprężania z 6 na 13,2 i uzyskano przy dużych obrotach silnika spadek temperatury zaworu z 750° na 710°. Natomiast na małych obrotach wystąpiło zjawisko detonacji, powodujące gwałtowny wzrost temperatury zaworu.

Wpływ materiału głowicy

Próby na silniku o średnicy cylindrów 61,25 mm, wykazały spadek temperatury zaworu o 10°, a gniazda zaworu o 35°, po zastąpieniu głowicy żeliwnej — aluminiową.

Wpływ temperatury wody chłodzącej

Próby z obniżeniem temperatury wody wylotowej, poczynione na silniku do ciężarówki, wykazały, że temperatura zaworu i gniazda obniżyły się również. Wartości ścisłych nie zdołano jednak ustalić.

Wpływ mieszanki i zapłonu

Badania przeprowadzone na całym szeregu silników samochodów ciężarowych wykazały, że zawór osiąga najwyższą temperaturę przy mieszankach bogatych oraz na skutek przyśpieszenia zapłonu.

Mieszanki ubogie natomiast i opóźnienie zapłonu wywołują zmniejszenie się temparatury zaworu. Przyczym ze zubożeniem mieszanki nie należy iść zbyt daleko, gdyż jak wiadomo z poprzednich rozważań, powoduje to przypieszenie zużycia gniazda i zaworu.

Wpływ szerokości siedzenia zaworu

Próby z silnikiem samochodu ciężarowego wykazały, że przy powiększaniu szerokości siedzenia od 0,8 mm do 2 mm temperatura zaworu wzrastała od 730 — 745°. Natomiast przy dalszym powiększaniu szerokości siedzenia, temperatura zaczyna spadać i przy szerokości 2,8 mm wynosiła już tylko 720°C.

Wniosek

Dla obniżenia temperatury zaworu, jednej z ważnych przyczyn nadmiernego zużywania się gniazd zaworowych, należałoby budować silniki o małej średnicy cylindrów i o wysokim stopniu sprężania. Prowadniki zaworowe należałoby robić możliwie długie, trzonki — o dużej średnicy, a głowice, przy górnym umieszczeniu zaworów, ze stopu aluminiowego.

Nie bez znaczenia okazuje się też dobór odpowiedniego paliwa i regulacja przyspieszenia zapłonu.

Osipian —
N. A. T. I.

BADANIA PRZYCZYN USZKODZEŃ KÓŁ ZĘBATYCH W SAMOCHODACH SOWIECKICH

Tłomaczył z nr. 1/1938 „Awtotraktornogo Dieła“
inż. Włodzimierz Horwatt-Bożyczko

Artykuł ten, chociaż tyczy się samochodów sowieckich, ma jednak znaczenie ogólne.

Autor bada kilka wypadków zniszczonych kół zębatych w samochodach ZIS i JaG 4, a mianowicie:

1) Koło atakujące stożkowe o zębach prostych tylnego mostu JaG 4,

2) Koło talerzowe tegoż mostu,

oraz z samochodu ZIS-5:

3) Koło czołowe proste tylnego biegu skrzynki przekładniowej o ilości zębów z — 19,

4) Koło czołowe proste tylnego biegu skrzynki przekładniowej o ilości zębów z — 22,

5) Koło atakujące stożkowe spiralne tylnego mostu,

6) Koło talerzowe stożkowe spiralne tegoż tylnego mostu.

Metody obliczeń.

a) Obliczenie trwałości cylindrycznych kół zębatych z zębami prostymi wykonuje się w/g:

1) Normalny wzór na gięcie zęba siłą obwodową, przyłożoną w wierzchołku zęba, przy założeniu grubości zęba, w obliczanym niebezpiecznym przekroju, równej ½ t, ma postać:

$$\sigma = \frac{24 \cdot P \cdot h}{b \cdot t^2}$$

gdzie P — siła obwodowa; h — wysokość zęba; t — podziałka; b — szerokość zęba.

2) W/g wzoru Lewisa, uwzględniającego siłę zgniatającą ząb i jego formę (grubość w przekroju niebezpiecznym, za pośrednictwem specjalnego współczynnika y we wzorze na naprężenie wyraża się ono jako:[1])

$$\sigma = \frac{P}{b \cdot t \cdot y}$$

Wartości tego współczynnika y, określone graficznie dla najbardziej rozpowszechnionych form zębów normalnych i dwu-modułowych, przy kącie przyporu równym 14,5°, 15° i 20° są podane w tablicach całego szeregu autorów.

3) W/g, zaproponowanego przez autora, przybliżonego, lecz dokładniejszego, wzoru do obliczenia na wytrzymałość, biorącego pod uwagę rzeczywisty punkt przyłożenia siły, działającej na ząb w najniekorzystniejszym momencie, przy jednej tylko parze zębów pracujących, i rzeczywistej grubości zęba S w obliczanym przekroju, naprężenie gnące będzie:

$$\sigma = \frac{6 \cdot P \cdot h_x}{b \cdot S^2}$$

[1]) Właściwie chodzi o siłę zginającą ząb, a nie jak autor pisze zgniatającą. Przyp. Red.

gdzie

$$h_x = R_x - (R_0 - h_1') \text{ dla koła pędzącego,}$$
$$h_x' = R_x' - (R_0' - h_1) \text{ dla koła pędzonego,}$$

wartości R_x i R_x' określa się odpowiednio ze wzoru:

$$R_x = \sqrt{r_0^2 + \rho_2^2}$$

i

$$R_x' = \sqrt{r_0'^2 + \rho_1'^2}$$

gdzie R_0 i R'_0 — promienie kół podziałowych,
r_0 i r'_0 — promienie kół zasadniczych,
ρ_2 — promień krzywizny profilu zęba koła pędzącego w punkcie, odpowiadającym końcowi odcinka pracy jednej pary zębów;
ρ_1' — promień krzywizny profilu zęba koła pędzonego w punkcie, odpowiadającym początkowi odcinka pracy jednej pary zębów.

Wyrażenia ρ_2 i ρ_1' mają następującą formę:

$$\rho_2 = \rho_1 + t_n = (r_0 + r_0') \operatorname{tg} \beta - \sqrt{R'^2 - r_0'^2} + t_n$$

$$\rho'_1 = (r_0 + r_0') \operatorname{tg} \beta + t_n - \rho'' =$$

$$= (r_0 + r_0') \operatorname{tg} \beta + t_n - \sqrt{R^2 - r_0^2}$$

gdzie R i R' — promienie kół wierzchołków,
t_n — podziałka na kole podziałowym.

Jak wykazały specjalne teoretyczne badania, przeprowadzone przez autora, wzór ten daje wielkości naprężeń dostatecznie bliskie wielkościom, określonym w/g dokładnego wzoru na wytrzymałość.

4) W/g wzoru, przyjmującego pod uwagę rzeczywistą grubość zęba w obliczanym niebezpiecznym przekroju, ale przyjmującym wielkość siły działającej na ząb jako równą sile obwodowej, a punkt jej przyłożenia w wierzchołku zęba, naprężenie σ jest:

$$\sigma = \frac{6 \cdot P \cdot h}{b \cdot S^2}$$

b) Określenie nacisku jednostkowego w/g znanego wzoru Hertza:

$$K = 0{,}418 \sqrt{\frac{N \cdot E}{b} \cdot \frac{\rho + \rho'}{\rho \cdot \rho'}}$$

K' — dla punktu profilu zęba, odpowiadającego początkowi zazębienia, w założeniu chwi-

lowej współpracy tylko jednej pary zębów i

K_1 — dla punktu profilu zęba, odpowiadającego początkowi odcinka przyporu jednej pary zębów.

Oczywiście, że K_1 — należy dawać pierwszeństwo przed K', jeżeli w wypadku dokładnie wykonanych zębów K_1 okaże się większe niż $\frac{K'}{\sqrt{2}}$.

c) Obliczenie wytrzymałościowe kół zębatych stożkowych o zębach prostych przeprowadza się następująco:

1) W/g wzoru przybliżonego, obliczenie na gięcie w przekroju z, odpowiadającym promieniowi przyłożenia siły przenoszonej

$$r_z = \frac{\sqrt{r_1^2 + r_2^2}}{2}$$

z założeniem równości wskaźnika przekroju zęba ze wskaźnikiem przekroju prostokąta, odpowiadającego modułowi zęba w przekroju z, naprężenie wyrazi się wzorem:

$$\sigma = \frac{24 \cdot M \cdot h_z}{r_z \cdot t_z^2 \cdot b}$$

gdzie r_1 — maxymalny promień koła zębatego,
r_2 — minimalny promień koła zębatego,
h_z i t_z — wysokość i podziałka w przekroju z, określone z zależności:

$$\frac{h_z}{h_1} = \frac{t_z}{t_1} = \frac{r_z}{r_1}$$

2) W/g przybliżonego wyrażenia, ze wzoru Lewisa naprężenie

$$\sigma = \frac{M}{r_z \cdot y \cdot b \cdot t_z}$$

przy czym współczynnik y brany jest z odpowiednich tablic dla ilości zębów $\frac{z}{\cos\delta}$, gdzie δ — kąt stożka podziałowego (rys. 1).

Niestety, wartości y, ujętych w tabele, dla korygowanych kół (za wyjątkiem dwu-modułowych) nie ma; w tym wypadku wybiera się y odpowiednio bliskie w/g kąta przyporu i ogólnej wysokości zęba.

3) W/g dokładniejszej postaci wzoru normalnego, dla obliczenia wytrzymałości zębów przyjmującego, że siła działająca w przekroju z jest proporcjonalna do odległości punktu przyłożenia siły od wierzchołka stożka, naprężenie gnące

$$\sigma = \frac{72 \cdot M \cdot h_1}{t_1^2 \cdot r_1 \cdot L \cdot (1 - a^3)}$$

gdzie L — odległość od wierzchołka stożka do koła podziałowego, będącego większą podstawą stożka. Odległość od wierzchołka stożka do koła podziałowego, odpowiadającego małej podstawie, oznaczona jest przez aL;
a — współczynnik określający długość zęba.

4) W/g dokładniejszego wyrażenia wzór Lewisa

$$\sigma = \frac{3 \cdot M}{t_1 \cdot v \cdot r_1 \cdot L \cdot (1 - a^3)}$$

5) W/g przybliżonego wzoru autora (Osipiana) dla dokładniejszego obliczenia zębów kół stożkowych na wytrzymałość, w wypadku dobrego styku zębów na całej długości

$$\sigma = \frac{18 \cdot M \cdot h_x}{S_1^2 \cdot r_1 \cdot L \cdot (1 - a^3)}$$

gdzie S_1 — grubość zęba w obliczanym niebezpiecznym przekroju u większej podstawy stożka,
h_x — wysokość obliczeniowa zęba, odpowiadająca punktowi przyłożenia siły, działającej na ząb na początku i końcu współpracy jednej pary zębów.

We wzorze tym rozłożenia nacisków na długości zębów przyjęto również odpowiednio do warunku proporcjonalności siły, działającej w pewnym przekroju z, do odległości jego od wierzchołka. Określenie h w tym wypadku (obliczenia zębów koła stożkowego na wytrzymałość) jest analogicznym do określenia h dla wypadku (równoważnej) przekładni czołowej o ilości zębów $\frac{z}{\cos\delta}$

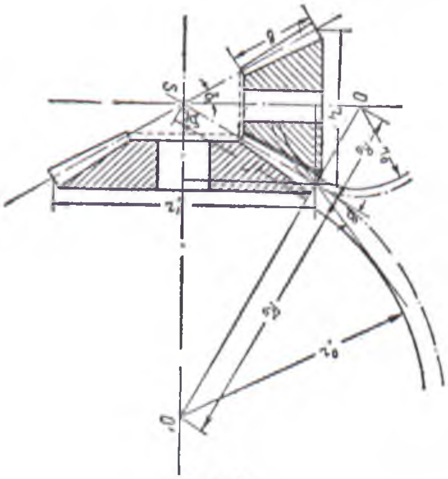
i odpowiednio:

o promieniach kół podziałowych

$$R_0 = \frac{r_1}{\cos\delta_1}; \quad R_0' = \frac{r_1'}{\cos\delta_2}$$

o promieniach kół zasadniczych

$$r_0 = \frac{r_1}{\cos\delta_1} \cdot \cos\beta; \quad r_0' = \frac{r_1'}{\cos\delta_2} \cdot \cos\beta$$



Rys. 1.

o promieniach kół wierzchołków

$$R = \frac{r_1}{\cos\delta_1} + h_1; \quad R' = \frac{r_1'}{\cos\delta_2} + h_1'.$$

Przy określeniu promieni krzywizny profilu zęba, odpowiadających początkowi zazębienia i końcowi odcinka przyporu dla jednej pary zębów w wypadku obecności podcięcia, stosowana była poprawka w/g prof. Dobrowolskiego[2]).

6) W/g wzoru, uwzględniającego rzeczywistą grubość zęba w przekroju obliczanym, ale zakładającego działanie na ząb siły równej sile obwodowej, a punkt jej przyłożenia w wierzchołku zęba, wielkość σ wyraża się wzorem:

$$\sigma = \frac{18 \cdot M \cdot h}{S_1^2 \cdot r_1 \cdot L_1 \cdot (1 - a^3)}$$

7) W/g wzoru Bacha, przyjmującego całą siłę obwodową, skupioną na wierzchołku zęba w jednym rogu

$$\sigma = \frac{3 \cdot M}{r_1 \cdot S_1^2}$$

O ile przy współczesnej dokładności wykonania czołowych kół zębatych z zębami prostymi[3]), dokładnym i sztywnym montażu, oraz równoległości osi — przytoczony wzór Bacha może być uznany za przestarzały, o tyle przy „konsolowej" (zwykle stosowanej) konstrukcji ułożyskowania stożkowego koła napędzającego, wyżej przytoczony wypadek skupienia całej siły w jednym rogu przy wierzchołku zęba, jak wykazano poniżej, może być zupełnie możliwym.

Przy wyprowadzeniu tego wzoru, stosowanego zwykle przy obliczeniu zębów kół czołowych, zrobiono założenie, że kształt zęba jest pryzmatyczny, na skutek czego wskaźnik wytrzymałości przekroju niebezpiecznego, odpowiadającego maxymalnej wielkości naprężenia, przyjęto równym $\frac{S^2 \cdot l}{6}$. Przy kołach o zębach korygowanych (korekcji V-plus) wynikający stąd błąd może wypaść bardzo znaczny. Przy stosowaniu tego wzoru do obliczenia kół stożkowych, przytoczony błąd staje się jeszcze większym.

8) W/g wzoru autora (Osipiana), dla określenia rzędu naprężeń w zębach stożkowych przekładni przy konsolowej konstrukcji ułożyskowania koła atakującego i dużym odkształceniu wału, będzie:

$$\frac{P \cdot h \cdot \cos\varphi}{\cos\beta} = W \cdot \sigma$$

Moment bezwładności niebezpiecznego przekroju:

$$I_z = \frac{l}{48} \cdot \frac{S^4 - e^4}{S - e}$$

[2]) Trudy MSII Nr 1, 1937 r.

[3]) Bardzo rozpowszechniony pogląd, że wzór ten daje, w porównaniu do zwykłego, zbyt duże wartości naprężeń, nie odpowiada rzeczywistości; wartości naprężeń, uzyskane z tego wzoru, przy zwykle stosowanych długościach zębów „b", są, jakby należało oczekiwać, podobne do naprężeń, obliczonych ze wzoru zwykłego.

na skutek czego wskaźnik przekroju:

$$W = \frac{2 \cdot I}{S} = \frac{l}{24} \cdot \frac{S^4 - e^4}{S \cdot (S - e)}$$

i

$$\frac{P \cdot h \cdot \cos\varphi}{\cos\beta} = \sigma \cdot \frac{l}{24} \cdot \frac{S^4 - e^4}{S \cdot (S - e)}$$

wstawiając $l = \frac{h}{\sin\varphi}$ do ostatniego równania, otrzymamy:

$$\frac{P \cdot h \cdot \cos\varphi}{\cos\beta} = \frac{\sigma \cdot h}{24 \cdot \sin\varphi} \cdot \frac{S^4 - e^4}{S \cdot (S - e)}$$

skąd

$$\sigma = \frac{24 \cdot P \cdot \sin\varphi \cdot \cos\varphi}{\cos\beta} \cdot \frac{S \cdot (S - e)}{S^4 - e^4} =$$

$$= \frac{12 \cdot P \cdot \sin 2\varphi}{\cos\beta} \cdot \frac{S \cdot (S - e)}{S^4 - e^4}$$

zaś

$$\sigma_{max} = \frac{12 \cdot P}{\cos\beta} \cdot \frac{S \cdot (S - e)}{S^4 - e^4}$$

przy $\varphi = 45^0$.

Stosując ten wzór w przypadku kół stożkowych, otrzymamy:

$$\sigma_{max} = \frac{12 \cdot M}{R \cdot \cos\beta} \cdot \frac{S_1 (S_1 - e_z)}{S_1^4 - e_z^4}$$

Pewne zmniejszenie wartości wskaźnika przekroju, wskutek pominięcia krzywizny profilu zęba (dotąd przyjmowaliśmy wskaźnik przekroju zębatki) ,kompensuje się przyjętym założeniem równoległości wierzchołka zęba.

Badania Almen[4]), wykonane w laboratorium GMC, pozwoliły na zaobserwowanie, że w wypadku „konsolowego" ułożyskowania koła atakującego następuje silne odchylenie osi. Przesunięcie to powoduje zmianę rozkładu obciążenia na długości zęba, obciążając go silniej od strony większej podstawy stożka.

W związku z tym, założenie o przyłożeniu siły na wierzchołku zęba, w wypadku konstrukcji „konsolowej" i nieprawidłowo dobranych łożysk, przy dużych wielkościach sił przenoszonych, może okazać się zupełnie realnym. Charakter zużycia i uszkodzenia zębów podobnych kół jest potwierdzeniem słuszności tego założenia.

c) Określenie jednostkowego nacisku międzyzębnego dla punktów profili zębów odpowiadających:

1) Biegunowi zazębienia, było przeprowadzone przez Fischera w/g zmienionego wzoru Hertza

[4]) Automotive Industries Nr 16 i 23, 1935 r.

$$K = \sqrt{\frac{1{,}4 \cdot M \cdot E \cdot \sin 2\,\delta_1}{\sin 2\,\beta \cdot D_1^3 \cdot \Theta} \cdot \frac{i_0 + 1}{i_0}}$$

gdzie

$$\Theta = \frac{b}{L}\left[1 - \frac{b}{L} + \frac{1}{3}\left(\frac{b}{L}\right)^2\right]$$

$$i_0 = \frac{\operatorname{tg} \delta_2}{\operatorname{tg} \delta_1}$$

E — moduł sprężystości materiału zębów.

2) Początkowi zazębienia, było dokonane w g zmienionego wzoru Hertza:

$$K' = 0{,}418 \sqrt{\frac{3 \cdot M \cdot E \cdot (r_0 + r_0') \cdot \operatorname{tg} \beta}{r_1 \cdot \cos\beta \cdot \rho_I \cdot \rho'_I \cdot L \cdot (1 - a^3)}}$$

3) Początkowi odcinka przypru jednej pary zębów w/g wzoru:

$$K_1 = 0{,}418 \sqrt{\frac{3 \cdot M \cdot E \cdot (r_0 + r_0') \operatorname{tg} \beta}{r_1 \cdot \cos\beta \cdot \rho_1 \cdot \rho'_1 \cdot L \cdot (1 - a^3)}}$$

W ostatnich dwóch wzorach r_0, r_0', ρ_I, ρ_I', ρ_1 i ρ'_1 określa się jak dla równoważnej przekładni czołowej w/g metody Trautscholda.

d) Określenie sekundowej jednostkowej pracy tarcia $K v_\tau$ (iloczyn ciśnienia jednostkowego K, obliczonego ze wzoru Hertza, przez szybkość poślizgu v_τ) dla punktów profilu zębów odpowiadających:

1) Początkowi zazębienia:

$$K' \cdot v_{\tau I} = 0{,}418 \cdot \omega \left(\rho_I - \frac{\rho_I'}{i}\right) \cdot \sqrt{\frac{3 \cdot M \cdot E \cdot (r_0 + r_0') \cdot \operatorname{tg}\beta}{r_1 \cdot \cos\beta \cdot \rho_I \cdot \rho_I' \cdot L \cdot (1 - a^3)}}$$

2) Początkowi odcinka przyporu jednej pary zębów:

$$K_1 \cdot v_{\tau 1} = 0{,}418 \cdot \omega \left(\rho_1 - \frac{\rho'_1}{i}\right) \cdot \sqrt{\frac{3 \cdot M \cdot E \cdot (r_0 + r_0') \cdot \operatorname{tg}\beta}{r_1 \cdot \cos\beta \cdot \rho_1 \cdot \rho_1' \cdot L\,(1 - a^3)}}$$

gdzie i — wielkość przekładni.

Określenie powyższego parametru przeprowadzone było dla przekładni bezpośredniej samochodu, przy obrotach i momencie obrotowym silnika odpowiadających jego maxymalnej mocy.

e) Obliczenie wytrzymałościowe kół zebatych stożkowych ze spiralnymi zębami odbywa się w/g następujących wzorów:

1) W/g uproszczonego wyrażenia zwykłego wzoru na gięcie w przekroju z, odpowiadającym promieniowi przyłożenia siły r_z

$$\sigma = \frac{24 \cdot M \cdot h_z}{r_z \cdot t^2_{zn} \cdot b}$$

gdzie t_{zn} — podziałka w przekroju normalnym,

t_n — $t_z \cdot \cos\lambda$, λ – kąt spirali.

2) W/g przybliżonego wzoru Lewisa:

$$\sigma = \frac{M}{r_z \cdot y \cdot b \cdot t_n}$$

przy czym współczynnik y przyjmuje się z odpowiednich tablic w zależności od ilości zębów

$$\frac{z}{\cos\delta \cdot \cos^3\lambda} \quad \text{i} \quad \frac{z}{\cos\delta}$$

Tablic wartości y, dla wypadku obliczenia w/g wzoru Lewisa stożkowych kół ze spiralnymi zębami, nie ma, i korzystanie z wartości y, podanych dla równoważnei ilości zębów przekładni czołowej z ilością zębów $\dfrac{z}{\cos\delta}$ albo, co w/g autora, jest słuszniejsze — $\dfrac{z}{\cos\delta\ \cos^3\lambda}$ jest umowne.

3) W/g dokładniejszej postaci zwykłego wzoru Lewisa

$$\sigma = \frac{72 \cdot M \cdot h_1}{t^2_{1n} \cdot r_1 \cdot L \cdot (1 - a^3)}$$

4) W/g dokładniejszej postaci wzoru Lewisa

$$\sigma = \frac{3 \cdot M}{t_{1n} \cdot y \cdot r_1 \cdot L \cdot (1 - a^3)}$$

gdzie t_{1n} — podziałka w/g przekroju normalnego u większej podstawy stożka.

5) W/g przybliżonego wzoru autora dla dokładniejszego obliczenia wytrzymałościowego zębów stożkowych kół zębatych w wypadku dobrego styku na całej długości

$$\sigma = \frac{18 \cdot M \cdot h_x}{S^2_{1n} \cdot r_1 \cdot L \cdot (1 - a)}$$

gdzie S_{1n} — grubość zęba w obliczanym niebezpiecznym przekroju w płaszczyźnie prostopadłej przy większej podstawie.

6) W/g wzoru, uwzględniającego rzeczywistą grubość zęba w obliczanym przekroju, ale przyjmującego siłę działającą na ząb równą obwodowej, a punkt przyłożenia w wierzchołku zęba, naprężenie

$$\sigma = \frac{18 \cdot M \cdot h}{S^2_{1n} \cdot r_1 \cdot L \cdot (1 - a^3)}$$

7) W/g wzoru Bacha

$$\sigma = \frac{3 \cdot M}{r_1 \cdot S^2_{1n}}$$

8) W/g wzoru autora (Osipian) dla określenia rzędu naprężeń przy obliczaniu zębów kół stożko-

wych przy „konsolowej“ konstrukcji ułożyskowania koła atakującego

$$\sigma_{max} = \frac{12 \cdot M \cdot S_{1n} \cdot (S_{1n} - e_{zn})}{R \cdot \cos\beta \cdot (S^4_{1n} - e^4_{zn})}$$

gdzie e_{z_3} — grubość zęba przy wierzchołku, w przekroju normalnym z.

e) Określenie jednostkowego nacisku międzyzębnego w punktach profilu odpowiadających:

1) Biegunowi zazębienia, odbywało się w/g poprawionego przez Fischera wzoru Hertza.

$$K = \sqrt{\frac{1{,}4 \cdot M \cdot E \cdot \sin 2\delta_1 (i_0 + 1)}{\sin 2\beta \cdot D_1^3 \cdot \Theta \cdot i_0}}$$

2) Początkowi współpracy — również w/g poprawionego wzoru Hertza

$$K' = 0{,}418 \sqrt{\frac{3 \cdot M \cdot E \cdot (r_0 + r_0') \cdot \operatorname{tg}\beta}{r_1 \cdot \cos\beta \cdot \rho_1 \cdot \rho_1' \cdot L \cdot (1 - \alpha^3)}}$$

3) Początkowi odcinka przyporu — w/g wzoru

$$K_1 = 0{,}418 \sqrt{\frac{3 \cdot M \cdot E \cdot (r_0 + r_0') \operatorname{tg}\beta}{r_1 \cdot \cos\beta \cdot \rho_1 \cdot \rho_1' \cdot L (1 - \alpha^3)}}$$

Zastosowania wzoru Herza do obliczenia kół zębatych ze spiralnymi zębami jest względne. Posługiwanie się kilkoma różnymi wzorami dla określenia naprężeń w zębach tejże przekładni wynika z następującego:

Najbardziej rozpowszechnionym wzorem do obliczania wytrzymałości zębów jest zwykły najprostszy wzór wytrzymałościowy oraz wzór Lewisa. Przy czym jako specjalną zaletę tych wzorów, a w szczególności pierwszego z nich, należy uważać fakt, że wg. tego wzoru zostało obliczonych wiele dobrze pracujących przekładni. Dowód ten należy jednak uznać za niedostateczny, gdyż błąd, wynikający ze stosowania tych wzorów jest różny dla różnych profilów zębów. W związku z tym niemożliwym okazuje się posługiwanie się nimi nawet dla porównania ze sobą wartości poszczególnych przekładni.

Zaproponowany wzór przybliżony daje wyniki bliskie do uzyskanych z poprawionego (dokładniejszego) wzoru wytrzymałościowego, co wobec znajomości własności wytrzymałościowych materiału zębów pozwala na ocenę wytrzymałościową przekładni. Wzorem tym posługiwano się w dalszym ciągu artykułu, przy badaniu przyczyn uszkodzeń kół zębatych. Jednocześnie ażeby mieć pojęcie o rzędzie wielkości naprężeń w zębach, wobec dużych błędów wykonawczych, użyto wzoru, opartego o założenie, że stale zazębia się tylko jedna para zębów. Przy obliczaniu mechanizmów samochodowych przyjęto jako punkt wyjścia największy moment silnika. Jednakże w niektórych wypadkach mechanizmy przekładniowe samochodu mogą być obciążone momentem przekraczającym znacznie moment silnika. Powstanie momentu dodatkowego tłomaczy się momentem bezwładności, pochodzącym głównie od masy koła zamachowego. Moment ten występuje przy gwałtownym włączeniu sprzęgła na niskiej przekładni, w wypadku przeciążenia albo przy gwałtownym hamowaniu samochodu. Możność wykorzystania tego momentu jest uwarunkowana: 1) współczynnikiem zapasu momentu przenoszonego przez sprzęgło, 2) dostateczną siłą przyczepności w chwili przenoszenia tego mementu. Dla spełnienia drugiego warunku koniecznym jest, ażeby współczynnik przyczepności, promień koła i obciążenie osi pędzącej samochodu były takie, by moment od siły przyczepności na kołach samochodu nie był mniejszy od momentu, dostarczonego przez sprzęgło. Jeżeli warunek ten jest spełniony, to elementy przekładni będą obciążone momentem pochodzącym od siły przyczepności. W tych warunkach moment od siły przyczepności, przy współczynniku zapasu sprzęgła większym od 1 może okazać się większym od momentu silnika, pozostając w granicach momentu możliwego do przeniesienia przez sprzęgło. W związku z tym cały poniżej przytoczony rachunek był przeprowadzony w czterech wariantach:

1) Dla największego momentu obr. silnika, na pierwszym i na wstecznym biegu M_{m1} i M_{m3}.

2) Dla momentu od siły przyczepności przy normalnym obciążeniu samochodu M_b.

3) Dla momentu od siły przyczepności przy samochodzie przeciążonym o 2 tony — M_{bm}.

4) Dla momentu przeniesionego przez sprzęgło na pierwszym i wstecznym biegu — M_{c1} i M_{c3}.

Wielkość jednostkowej, sekundowej pracy tarcia ustalono przy momencie i obrotach odpowiadających największej mocy silnika na biegu bezpośrednim. Silnik, sprzęgło i skrzynka biegów są jednakowe w samochodach typ. ZIS-5 oraz JaG-4. Przekładnia tylnego mostu jest różna.

Największy moment silnika przyjęto na $M_m = 30{,}5$ kgm. przy 1000 obr/min. Przekładnie skrzynki biegów na pierwszym biegu i = 6,6, na wstecznym i_3 = 7,63. Moment silnika odpowiadający największej mocy przyjęto na M = 22,75 kgm przy 2300 obr/min. Sprzęgło dwutarczowe, a więc ilość trących się powierzchni wynosi 4; ilość sprężyn — 12. Siła nacisku jednej sprężyny p = 43 kg. Średni promień tarcia $R_{\cdot p} = 1{,}11$.

Moment możliwy do przeniesienia przez sprzęgło w/g wzoru $M_0 = P \cdot i \cdot \mu \cdot R_c$, wynosi 57,33 kgm. Współczynnik zapasu sprzęgła równa się 1,879. Przekładnia mostu napędowego (stożkowo-czołowa podwójna) wynosi dla typu JaG-4 i_0 = 10,9, dla ZIS-5 — i_0 = 6,41. Dla obydwóch typów moment od siły przyczepności przy przeciążeniu liczony był przy 2 tonach dodatkowego ładunku.

(Dokończenie nastąpi)

ROZWÓJ PRZEMYSŁU KRAJOWEGO

W niedzielę, dn. 19 czerwca r. b. odbyło się uroczyste poświęcenie nowego gmachu fabryki „Magnet", wybudowanego przy ul. Stępińskiej 13 w Warszawie, oraz przekazanie 4 CKM. przedstawicielom Broni Pancernej. Uroczystość ta zgromadziła przedstawicieli Armii, przemysłu, samorządu gospodarczego, organizacji kupieckich, odbiorców i przyjaciół tej tak pomyślnie rozwijającej się placówki. Właściciel p. Zygmunt Popławski powi-



tał przybyłych, dziękując za pamięć i wzięcie udziału w uroczystości podkreślając, że rozwój jego firmy jest w dużej mierze skutkiem przychylności władz państwowych, oraz Państwowych Zakładów Inżynierii. Po dalszych przemówieniach i dokonanym akcie poświęcenia zgromadzeni goście mieli możność zapoznania się z rozplanowaniem wytwórni, zwiedzając jej hale.

Z radością można było stwierdzić, że wyposażenie fabryki składa się z obrabiarek i urządzeń pochodzenia krajowego. Potrzebne do produkcji formy i matryce są wykonywane na miejscu, całkowicie we własnym zakresie.

Rola firmy „Magnet" nie ogranicza się do wytwarzania. Należy podkreślić jej znaczenie dla kwestii kształcenia wykwalifikowanych rzemieślników, których brak odczuwamy na każdym kroku. Wzrost liczby zatrudnionych z kilkunastu w roku 1922 do powyżej 300 w chwili obecnej, świadczy najlepiej o wynikach osiągniętych na tym polu.

Najwymowniej jednak świadczy o postępach technicznych firmy, jakość jej wyrobów, poprawiająca się z roku na rok. Dziś można śmiało powiedzieć, że dorównywują one wyrobom konkurencyjnych firm zagranicznych, posiadając nad nimi tę przewagę, że są osiągnięciem polskiego przemysłu, i wynikiem współpracy polskiego technika i robotnika.

Niewątpliwie to, czego dokonanano dotąd nie jest jeszcze kresem możliwości firmy „Magnet", dlatego poświęcając tych parę słów uroczystości, związanej z rozbudową wytwórni, życzymy jej dalszego, jak najpomyślniejszego rozwoju, najlepszych wyników pracy i tego, by jakością swoich wyrobów była w stanie przekonać najupartszych pesymistów o zdolności skutecznej rywalizacji przemysłu krajowego z zagranicznym.

BIBLIOGRAFIA

Bezpieczeństwo i higiena spawacza

Wyd. Czas. „Bezpieczeństwo i Higiena Pracy". W-wa 1938. 12 × 17 cm, str. 64, ryc. 8. Cena broszurki Zł 1.50. Adres Wyd. Warszawa, Polna 40.

Nakładem czasopisma „Bezpieczeństwo i Higiena Pracy" ukazała się przy współpracy Stowarzyszenia dla Rozwoju Spawania i Cięcia Metali, broszurka pod powyższym tytułem, omawiająca warunki jakie powinny być spełnione aby praca spawaczy była całkowicie bezpieczna dla nich jak i dla otoczenia. Duże znaczenie jakie w tym względzie posiadają obowiązujące przepisy i rozporządzenia urzędowe oraz konieczność stosowania ich w praktyce, zostało tu *należycie podkreślone, a treść tych przepisów dokładnie omówiona i skomentowana.*

Publikacja ta została wydana przy współpracy *Stowarzyszenia dla Rozwoju Spawania i Cięcia Metali,* które w ciągu swej 10-letniej działalności za pośrednictwem swego czasopisma, specjalnych wydawnictw, oraz wykładów na kursach spawaczy wiele już zdziałało w kierunku uświadomienia spawaczy i nadzoru technicznego o konieczności przestrzegania warunków bezpieczeństwa.

Spawanie uchodzi za pracę niebezpieczną, gdyż niektóre jego elementy działają żywo na wyobraźnię (łatwopalność acetylenu, wysokie ciśnienie tlenu, oślepiające światło łuku, operowanie prądem, wysokie temperatury) statystyka jednak wykazuje, że są to pozory, gdyż ilość wypadków w tym dziale — w stosunku do ilości osób zatrudnionych — jest bez porównania mniejsza niż np. w przemyśle drzewnym lub transportowym, które wydają się mniej niebezpieczne. *Wykazując że stosowanie elementarnych i zupełnie nieskomplikowanych przepisów zapewnia całkowite bezpieczeństwo i ochronę zdrowia tak obsługi jak i otoczenia, publikacja ta powinna się przyczynić do rozwiązania legendy o niebezpieczeństwie spawania, która do dzisiejszego dnia pokutuje wśród sfer technicznych i utrudnia rozwój spawania. Szczególnie na tym cierpi spawanie acetylenowe, choć nie jest ono wcale mniej bezpieczne od spawania łukowgo.*

Jak zaznacza dr A. Sznerr w „motto" umieszczonym na czele tej publikacji, *pełne bezpieczeństwo pracy, tak w spawaniu jak i na każdym polu działalności technicznej, jest podstawowym warunkiem najwyższej sprawności pracy.* Nie tylko więc względy humanitarne, ale i względy techniczno- ekonomiczne przemawiają za tym, aby przemysł poświęcił zagadnieniu bezpieczeństwa jak najwięcej uwagi.

„Wydanie specjalnej broszurki, omawiającej całość zagadnień bezpieczeństwa, nasuwających się w pracy spawalniczej, zostanie niewątpliwie powitane z uznaniem przez kierowników wytwórni i warsztatów spawalniczych ,gdyż ułatwi im zapoznanie się z całokształtem tych zagadnień i wydanie odpowiednich zarządzeń w celu osiągnięcia pełnego bezpieczeństwa osób pracujących pod ich nadzorem"...

Z TECHNICZNEJ PRASY ZAGRANICZNEJ

PRZEKŁADNIE MOSTÓW NAPĘDOWYCH

W czasopiśmie *N. K. Z. nr 52 z 1937 r. i nr 1 i 2 r. b.* został umieszczony popularny artykuł o mechanizmach napędowych kół samochodowych. W artykule tym, między innymi, znajdujemy porównanie różnych rodzajów przekładni w tylnym moście; a więc kół stożkowych o zębach spiralnych, kół hypoidalnych oraz przekładni ślimakowych.

Przekładnia stożkowa o zębach spiralnych, ogólnie stosowana w samochodach osobowych, została wprowadzona na miejsce przekładni stożkowej o zębach prostych. Dzięki „spiralnemu" układowi i jednoczesnej współpracy więcej niż jednej pary zębów daje ona możność stosowania mniejszych modułów przy lepszym pod względem wytrzymałościowym wykorzystaniu materiału, oraz pozwala na stosowanie mniejszej ilości zębów koła atakującego, co powoduje możność stosowania większej redukcji obrotów w moście napędowym. Poza tym cenną właściwością tej przekładni jest cichobieżność.

Przez stosowanie mniejszej ilości zębów i mniejszych modułów uzyskujemy mniejszy i bardziej zwarty mechanizm, wskutek zmalenia wymiarów koła talerzowego. Dzięki temu można uniknąć podwójnej przekładni stożkowo-czołowej, często stosowanej ze względu na coraz większe ilości obrotów silników.

Zazębienie stożkowe spiralne, popularnie zwane zazębieniem Gleasona od nazwy przedsiębiorstwa, wykonywującego obrabiarki do produkcji tego rodzaju kół, ma tę wadę, że profil zęba jest niejednakowy i zmniejsza się w kierunku środka stożka.

Ostatnio stosowane zazębienie Klingelnberga daje lepsze wyniki, gdyż profil zęba na całej długości zachowuje stałą grubość, a tym samym zęby są silniejsze.

Przekładnie te są wykonywane przeważnie ze stali. Jednakże koła z tego materiału wymagają ciągłego smarowania, w przeciwnym bowiem razie następuje szybkie zużywanie się zębów, zwłaszcza przy przeciążeniu. Jeśli koło talerzowe wykonane jest z bronzu, to chwilowe niedostateczne smarowanie nie powoduje zniszczenia zębów.

Przekładnie stożkowe hypoidalne są rzadziej stosowane. (Obecnie w niektórych nowych konstrukcjach amerykańskich — przypisek red.). Polegają one na tym, że oś koła atakującego nie przechodzi przez wierzchołek stożka koła talerzowego i jest przesunięta o wielkość od 0,16 do 0,19 średnicy zewnętrznej koła talerzowego. Większe przesunięcia powodują znaczne poślizgi w zazębieniu, mniejsze — utrudniają utrzymanie odpowiedniego kąta spirali.

Jedną z dodatnich własności przekładni tego typu jest to, że obniżenie osi koła atakującego pozwala na obniżenie środka ciężkości całego samochodu. Drugą to, że otrzymuje się bardziej poziome położenie wału kardanowego, a tym samym obroty równomierniejsze niż przy stosowaniu przekładni ślimakowej ze ślimakiem z dołu.

Z powodu przesunięcia osi koła atakującego otrzymuje się dłuższe zęby, i, co za tym idzie, większą powierzchnię zetknięcia w czasie pracy aniżeli w przekładni stożkowej, o zębach prostych czy spiralnych, a dzięki temu zyskuje się spokojniejszy bieg i zwiększona wytrzymałość. Koło atakujące tej przekładni ma średnicę większą niż w innych rodzajach przekładni stożkowych i przy niezmienionych wymiarach koła talerzowego wzrost ten wynosi od 20 do 30%, co daje możność przeniesienia większych momentów, ale wymaga lepszego smarowania. I pomimo, że przekładnie te można budować o około 20% mniejszą, jest ona mniej praktyczna ze względu na konieczność troskliwszej opieki w eksploatacji.

Smary do tych przekładni powinny w większym stopniu odprowadzać ciepło z powodu poślizgów występujących przy większych naciskach jednostkowych. W tym celu stosuje się specjalne smary, t. zw. hypoidalne.

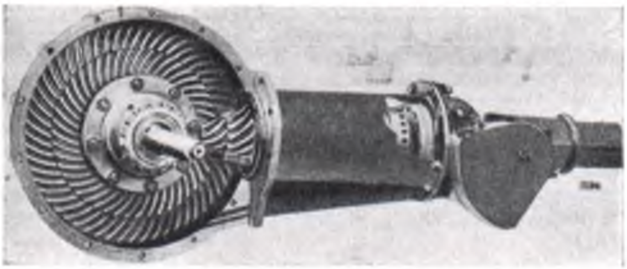
Przekładnie ślimakowe stosowane są głównie w samochodach ciężarowych, zwłaszcza w wypadku napędzanych dwóch osi tylnych (samochody trój-osiowe). Mogą one być znacznie przeciążane. Wymagają jednak bardzo starannego smarowania wysokowartościowymi smarami, z powodu dużych nacisków powierzchniowych, zachodzących podczas pracy.

Zaletą przekładni ślimakowej jest możliwość stosowania znacznych redukcyj obrotów bez konieczności powiększenia wymiarów obudowy, co pozwala jednocześnie na tanie przeprowadzenie zmiany stosunku przekładni. Poza tym odznacza się ona dużą trwałością, łatwym montażem, szybkim demontażem, prostotą regulacji i lepszym ułożyskowaniem organu napędzającego t. j. ślimaka.

Układ przekładni może mieć ślimak z góry lub z dołu. Ten ostatni układ jest bardzo dobry ze względu na smarowanie oraz ze względu na to, że dzięki niemu obniża się znacznie środek ciężkości całego samochodu. Układ ze ślimakiem górnym posiada tę wadę, że rozruch następuje przy prawie niesmarowanym ślimaku.

Na ogół ślimaki wykonywane są ze stali, ślimacznice zaś z brązu, odpornego na ścieranie, a zdolnego do przenoszenia znacznych nacisków.

Przekładnia ślimakowa z powodu stałości zazębienia odznacza się dużą cichobieżnością. Dzięki znacznym powierzchniom zetknięcia przy współpracy ślimaka i ślimacznicy, przekładnia ta dobrze znosi przeciążenia, a przy racjonalnym montażu i smarowaniu jest bardzo trwała i posiada sprawność do 97%.



W artykule tym poza omówieniem tych przekładni podane są rozwiązania mostów napędowych o podwójnym stosunku przeniesienia. Najciekawszy z nich, zaopatrzony w dwie pary stożkowych kół spiralnych, przytaczamy.

BŁOTNIKI Z GUMY

Najbardziej narażoną częścią samochodu jest błotnik, którego uszkodzenia są nieuniknione. Koszt naprawy może być pokaźny, jeśli się weźmie pod uwagę stratę z powodu niemożności użytkowania wozu przez czas pewien. Fabryka Dunlop przedsięwzięła produkcję błotników gumowych. Wyniki osiągnięte wskazują, że materiał ten może mieć w przyszłości szerokie zastosowanie w tym zakresie. Materiał ten posiada dostateczną wytrzymałość, przy dużej elastyczności. Matryce do takich błotników są kosztowne, gdyż nie różnią się wiele od stosowanych do wyrobu błotników metalowych. Czas potrzebny do wykonania jest dłuższy, niż w wypadku części metalowych. Fabryka Dunlop wydała katalog swych wyrobów, współpracując z fabrykami nadwozi, celem ograniczenia ilości produkowanych błotników i ich normalizacji. Błotnik gumowy zewnętrznie nie różni się prawie od metalowego. Jako standartowy przy-

jęto kolor czarny, będący skutkiem naturalnego wykończenia powierzchni. Błotniki mogą być malowane inaczej, z zastosowaniem farby nie zawierającej roztworów gumy. Zalety błotników gumowych są następujące: mniejszy ciężar, rzadsze przestoje wozu, spowodowane naprawą błotników, łatwość zdejmowania kół przy małych wycięciach w błotnikach, mniejsza możliwość uszkodzenia samych błotników i wozu potrąconego, wreszcie brak brzęczenia wskutek drgań. *(The Automobile Engineer — październik 1937 r.).*

JAKIE MAMY STOSOWAĆ SZYBY W SAMOCHODACH?

Na marginesie dwudziestocztero-godzinnych zawodów w Mans, regulamin których przewidywał stosowanie szyb nietłukących się, C. Faroux w *„La Vie Automobile“* wypowiada się za wprowadzeniem do fabrykacji samochodów szyb „płytkowych“.

Istnieją bowiem dwa zasadnicze rodzaje szyb „bezpiecznych“ i dwie metody wykonywania ich.

Pierwsza polega na „hartowaniu“: szyba hartowana zmienia swoją strukturę wewnętrzną, wskutek procesów podobnych jak przy hartowaniu metali. Nie może ona podlegać obróbce i pomimo, że naogół jest wytrzymalsza, pod wpływem uderzenia, zwłaszcza ostrym przedmiotem (np. kamieniem), pęka odrazu na całej swej powierzchni, na niezliczoną ilość drobnych kawałków, tracąc natychmiast swą przezroczystość. Fakt ten stwarza właśnie największe niebezpieczeństwo, gdyż kawałki, na które szyba się rozpryskuje, nie powodują naogół ciężkich okaleczeń.

Druga metoda wytwarzania nietłukących się szyb polega na połączeniu spoiwem, o tych samych co szkło własnościach optycznych, szeregu cienkich płytek szklanych. W ten sposób wykonana szyba nie rozpryskuje się pod wpływem uderzenia, gdyż pęknięte kawałki trzymane są nadal spoiwem. A co najważniejsze przezroczystość szyby nie ulega przy tym zmianie. (Należy tu zaznaczyć, że narodowy kongres amerykańskich towarzystw ubezpieczeń od wypadków samochodowych dopuszcza stosowanie jedynie szyb „płytkowych“). Szyby te mają jeszcze duże zastosowanie w czołgach, gdyż posiadają bardzo wielką odporność na uderzenia. Pocisk przeciwpancerny karabinu maszynowego, przebijający stalowy pancerz czołga, na szybie „płytkowej“ znaczy jedynie niewielką „gwiazdkę“. *(„La Vie Automobile“, maj, 1938).*

SKRZYDLATY SAMOCHÓD

W Ameryce został zbudowany przez Waldo Waterman'a, doświadczonego pilota pocztowych linii lotniczych, samochód, przystosowany do lotów. Jest to już druga z kolei konstrukcja tego rodzaju.

Nie jest ona jeszcze na dość wysokim poziomie, lecz faktem jest, że samochód ten jest zdolny do latania.

Jest to sportowo-turystyczna maszyna, składająca się ze ściętego, czyli nie posiadającego ogona, kadłuba, do którego są zamocowane dwa drewniane skrzydła, pokryte w większej części duralową blachą.

Osobliwością tej maszyny jest możność odjęcia skrzydeł po lądowaniu, przy czym operacja ta trwa trzy minuty, a kadłubem, jako samochodem, można poruszać się po ziemi.

Kadłub zbudowany jest z rur stalowych, pokrytych blachą. Długość jego wynosi 3 metry.

Pojazd zaopatrzony jest w 100-konny silnik samochodowy Studebakera i rozwija na ziemi szybkość 110 km/godz. Z tyłu znajduje się śmigło, wprowadzane w ruch za pomocą specjalnego mechanizmu. Podwozie posiada trzy koła, z których jedno, przednie, jest kierowane, a dwa tylne napędzane i tylko tym przypomina samolot, że na tyle znajduje się nieruchome śmigło. Garażowany może być również jako normalny samochód.

Silnik wbudowany jest z tyłu, poza siedzeniami dla jadących. Chłodnica znajduje się na przodzie w zagięciu kadłuba. Wielkie okno na przodzie zapewnia dostatecznie dobrą widoczność.

Aby maszynę tę przygotować do lotu, należy po przyjeździe na lotnisko przymocować skrzydła, które mogą tam być przechowywane, i przełączyć silnik na napęd śmigła.

Silnik pracuje na tym samym paliwie, zarówno na ziemi jak i w powietrzu.

Jako samolot maszyna rozwija szybkość 165 km/godz., a przy maksymalnych obrotach 190 km/godz. Szybkość lądowania 72 km/godz. Szybkość startowania 13 km/godz. Maksymalna osiągalna wysokość 4600 m. Zapas paliwa wystarcza na przebycie w powietrzu 640 km.

Rozpiętość skrzydeł wynosi 11,6 m, a powierzchnia nośna 24,4 m². Największy dopuszczalny ciężar tego „samolotu“ z ładunkiem wynosić może 1000 kg.

Twórca skrzydlatego samochodu oblicza jego cenę na 2990 dolarów, co nie jest sumą zbyt wielką, biorąc pod uwagę użyteczność takiego pojazdu. *(N. K. Z. nr 18 z 5.V. 1938 r.).*

NOWE PRZECIWŚLIZGOWE OPONY

F-ma Goodrich ogłasza wypuszczenie nowego, przeciwślizgowego protektora, usuwającego całkowicie niebezpieczeństwo poślizgu i zarzucenia na wilgotnej jezdni, i posiadającego w tych warunkach współczynnik przyczepności, odpowiadający normalnej spotykanej wielkości dla suchych nawierzchni.

Protektor posiada paski, nachylone pod kątem 30°. Paski te powodują wyciskanie wody z miejsca przylegania opony do ziemi. *(Bus Transportation — kwiecień 1938 r.).*

Warunki przedpłaty: Rocznie — 10 zł, półrocznie — 5 zł.

Przedpłatę należy wpłacać do PKO na konto nr 22505 — „Technika Samochodowa“ lub pocztowymi „Przekazami Rozrachunkowymi“, w cenie 1 grosz za sztukę bez dodatkowych opłat manipulacyjnych.

REDAKCJA I ADMINISTRACJA „TECHNIKI SAMOCHODOWEJ“ — WARSZAWA AL. JEROZOLIMSKA 8 m. 13
czynna codziennie od godz. 9 — 16 oraz we wtorki i piątki od godz. 18 — 20.
Rachunki regulowane są we środy i soboty w godz. urzędowych. Tel. 281-85

5064 — Zakłady Drukarskie W. Piekarniaka, Warszawa, Okólnik 10, tel. 644-59 i 592-40.